

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Mesin Pemindah Bahan

Mesin pemindah bahan merupakan salah satu bagian terpadu perlengkapan mekanis dalam setiap industri modern. Desain mesin pemindah bahan yang sangat bermacam-macam disebabkan karena banyaknya jenis dan sifat muatan yang dipindahkan serta banyaknya operasi pemindahan yang akan mendukung produksi. Pada setiap perusahaan proses produksi secara keseluruhan sangat ditentukan oleh pemilihan jenis mesin pemindah bahan yang tepat, pemeliharaan parameter utama yang tepat dan efisiensi operasinya.

Mesin pemindah bahan merupakan salah satu alat yang digunakan untuk memindahkan muatan di suatu lokasi atau area, departemen industri atau pabrik-pabrik, lokasi konstruksi, tempat penyimpanan, pembongkaran muatan, dan lain-lain. Menurut N. Rudenko (1992:5-6) mekanisme mesin pemindah bahan juga dilengkapi dengan alat pemegang khusus yang dioperasikan oleh mesin bantu atau secara manual. Pemilihan mesin pemindah bahan yang tepat dan sesuai pada setiap aktivitas akan meningkatkan efisiensi dan daya saing dari aktivitas tersebut.

2.1.1 Klasifikasi Mesin Pemindah Bahan

Berdasarkan desainnya mesin pemindah bahan diklasifikasikan sebagai berikut:

1. *Perlengkapan pengangkat*, yaitu kelompok mesin dengan peralatan pengangkat yang bertujuan untuk memindah muatan dalam satu batch.

2. *Perlengkapan pemindah*, yaitu kelompok mesin yang tidak mempunyai peralatan pengangkat tetapi memindahkan muatan secara berkesinambungan.
3. *Perlengkapan permukaan dan overhead*, yaitu kelompok mesin yang tidak dilengkapi dengan peralatan pengangkat serta biasanya menangani muatan dalam satu *bath* dan kontinyu.

Penggolongan mesin pemindah bahan tidak dapat dilakukan secara tepat dikarenakan banyaknya jenis perlengkapan pengangkat. Penggolongan mesin pemindah bahan biasanya berdasarkan pada berbagai karakteristik, seperti desain, tujuan, jenis gerakan dan lain-lain. Mesin pemindah bahan apabila diklasifikasikan menurut jenis gerakannya (karakteristik kinematik), beban dianggap terpusat pada titik berat beban tersebut dan penggolongan mesin ditentukan oleh lintasan perpindahan muatan yang berpindah pada bidang horizontal. Penggolongan menurut tujuan penggunaan yang ditentukan dengan memperhatikan kondisi operasi khususnya (*Pesawat Pesawat pengangkat*, Ir.Syamsir A. Muin, 1990:295).

2.2 Crane

Crane merupakan suatu mesin pemindah bahan yang memiliki gabungan mekanisme antara pengangkat secara terpisah dengan rangka yang digunakan untuk mengangkat serta memindahkan muatan yang dapat digantung maupun diikatkan pada crane secara bebas. Komponen utama yang terdapat pada crane yaitu: hoist, trolley, dan boom. Mekanisme utama dari crane (kran) dilengkapi dengan gigi pengangkat (*Hoisting Gear*). Selain itu, tergantung pada pemakaian dan rancangan crane juga dilengkapi pula dengan mekanisme : *luffing*

(penjunгат), *slewing* (pemutar), dan *travelling* (pejalan) (*Pesawat Pesawat Pengangkat, Ir. Syamsir A. Muin, 1990:213*).

2.2.1 Klasifikasi Crane

Menurut Ir. Syamsir A. Muin (1990:295) klasifikasi crane sebagai alat pemindah bahan adalah sebagai berikut:

- Crane tetap (stasioner)
- Crane tipe jembatan
- Crane jalan
- Crane khusus
- Crane menara

2.2.2 Dasar Pemilihan Crane

Dasar pemilihan crane ditentukan dari faktor teknis jenis dan sifat muatan yang dapat mengangkat muatan satuan dan curah. Dilihat dari faktor kapasitas per jam yang dibutuhkan, crane mempunyai siklus kerja dengan gerak balik bermuatan sehingga dapat beroperasi secara efektif dan efisien karena alat ini mempunyai kapasitas angkat dan kecepatan yang cukup tinggi. Dari faktor arah dan jarak perpindahan, crane dapat memindahkan dan mengangkat muatan baik secara vertikal, horizontal, dan berputar 360°.

Dari faktor teknis kondisi lokasi yang spesifik, crane dapat digunakan pada pembangunan gedung bertingkat dengan kelebihan dari segi struktur dengan ketinggian tertentu dan daya jangkauannya yang cukup jauh. Crane dirancang untuk melayani pengangkatan muatan dengan jarak yang cukup jauh dalam suatu areal pembangunan dengan mempertimbangkan dimensinya. Dari pertimbangan faktor-faktor teknis diatas maka dipilihlah Tower Crane sebagai alat yang tepat untuk memenuhi semua pertimbangan tersebut.

2.3 Tower Crane

Penggunaan *tower crane* memerlukan perancangan yang seksama serta ketelitian yang tinggi karena *crane* dipasang tetap (*fixed instalation*) di tempat dengan jangka waktu pelaksanaan pekerjaan yang lama. Dari posisi tetapnya, *tower crane* harus mampu menjangkau semua area yang diperlukan untuk mengangkat beban yang diangkat ke tempat yang diinginkan. Pasa *tower crane* yang perlu diperhatikan dalam pemanfaatan *tower crane* yaitu berat, ukuran, dan radius angkat dari beban terberat, tinggi maksimum berdiri bebas alat, dan panjang kabel hoist drum yang dapat melayani.

Tower crane dirancang dengan ketinggian tertentu dengan lengan (*boom*) yang memiliki daya jangkauan yang cukup jauh. Selain itu, tower crane mampu mengangkut bahan yang berat sesuai dengan kapasitas angkat maksimumnya. Tower crane biasanya digunakan untuk mengangkat beban terpadu (*load*), seperti rangka besi, kepingan atap bangunan, batu bata dalam jumlah yang banyak, dan lain sebagainya. Namun terkadang tower crane juga dapat digunakan untuk mengangkat bahan curah (*bulk load*), seperti pasir dan coran semen. Untuk bahan curah, tower crane membutuhkan wadah muatan seperti bucket, yang kemudian nantinya akan dihubungkan dengan kait (*Tugas akhir Perancangan Tower Crane Dengan Kapasitas 6 Ton. Putra Teguh, 2009: 27*).

2.3.1 Cara Kerja Tower Crane

Menurut Putra Teguh (2009: 30) cara kerja dari tower crane ini dapat dibagi menjadi tiga gerakan, yaitu :

a. Gerakan Angkat dan Turun (*Hoisting*)

Gerakan mengangkat dan menurunkan beban ini diatur oleh kerja elektro motor yang berfungsi memutar drum yang akan menggulung tali baja. Tali baja ini akan menggerakkan puli agar rumah puli yang diujungnya kait (*hook*) bergerak naik-turun. Apabila posisinya sesuai yang dikehendaki maka drum akan dihentikan oleh operator dengan menarik tuas (*handle*) yang terhubung dengan rem.

b. Gerakan Jalan Mendatar (*Trolling*)

Gerakan mendatar atau maju dan mundur pada trolley yang berjalan atau berpindah dalam arah mendatar atau melintang. Gerakan ini diatur oleh elektro motor yang berfungsi untuk memutar drum untuk menggulung tali baja yang akan memutar puli sehingga trolley berjalan disepanjang rel yang terletak diatas girder dan boom. Gerakan akan dihentikan dengan memutuskan arus listrik pada elektro motor melalui tombol operator dan sekaligus rem bekerja.

c. Gerakan Berputar (*Slewing*)

Gerakan ini terjadi akibat putaran elektro motor yang memutar gigi jib sehingga jib dapat berputar ke arah kanan atau kiri dengan sudut 360°.

2.3.2 Komponen Utama Tower Crane

2.3.2.1 Hoist

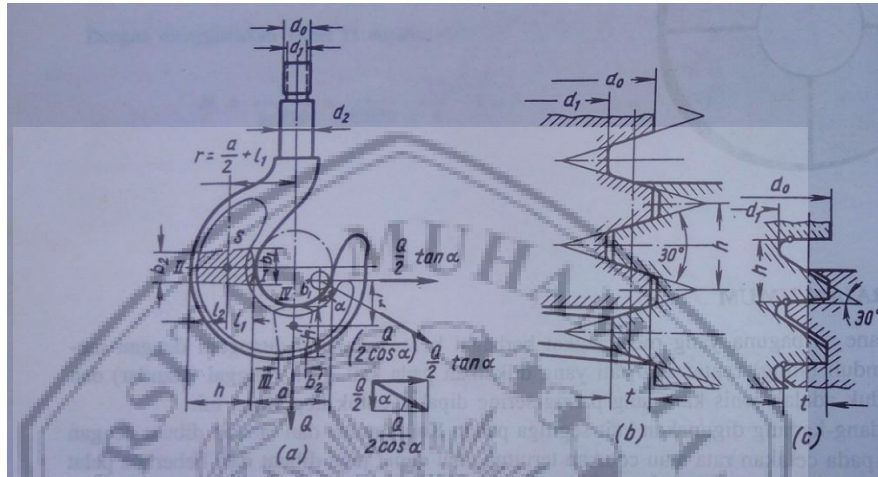
Hoist merupakan bagian utama pada tower crane yang memiliki fungsi sebagai mekanisme pengangkat muatan. Pada bagian ini terdapat beberapa komponen diantaranya sebagai berikut:

2.3.2.1.1 Kait (*Hook*)

Kait (*Hook*) merupakan alat penanganan muatan yang dipergunakan untuk menggantung beban, kait terdiri dari dua jenis yaitu:

- *Single hook* (kait tunggal), atau biasa disebut Standard Hook
- *Double hook* (kait ganda), atau biasa disebut Ramshom Hook

Sedangkan dalam perancangan ini yang digunakan adalah jenis *single hook* (kait tunggal) karena beban yang akan di angkat masih dalam batas kemampuan *single hook* yaitu sebesar 10 ton.



Gambar 2.1 : Dimensi Kait Standard

(Sumber : N.Rudenko, 1992:86)

Untuk perhitungan dimensi kait, tangkai kait diperiksa tegangan tariknya pada daerah yang berulir (terhadap d_1 , yaitu diameter yang lebih kecil). Untuk persamaan tegangan tariknya (σ_t) adalah:

$$\sigma_t = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} < [\sigma_t] \dots\dots\dots (\text{Ir.Syamsir.A.Muin, 1987:164}) \quad (1)$$

Tegangan tekan aman (baja dengan baja) $p = 300 - 350 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$. Tinggi minimum kait ditentukan oleh tegangan yang diizinkan pada ulir. Untuk persamaan tinggi minimum kait yaitu:

$$H = \frac{4Q.t}{\pi(d_0^2 - d_1^2)p} \dots\dots\dots (\text{N.Rudenko, 1992:165}) \quad (2)$$

Keterangan : t = kisar ulir ; d_0 = diameter luar ulir; d_1 = diameter dalam

Kait dengan kapasitas kecil diberi ulir matrik-V normal. Pada kait yang digunakan untuk mengangkat muatan diatas 10 ton, jenis ulir yang sering digunakan adalah ulir trapesium. Tegangan satuan pada dudukan kait dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M}{Fr} + \frac{M}{Fr} \frac{1}{x} \frac{y}{y+r} \dots\dots\dots(N.Rudenko, 1992:87) (3)$$

Keterangan :

σ = tegangan satuan pada bagian yang berjarak y dari sumbu netral.

Q = beban pada kait

F = luas penampang kritis

r = jari-jari kelengkungan sumbu netral pada daerah kritis

x = faktor yang tergantung pada bentuk penampang dan kelengkungan kait netral; jarak dari pusat kelengkungan ke sumbu netral akan bernilai negatif bila bagian itu terletak diantara pusat kelengkungan dan sumbu netral bernilai positif bila terletak pada bagian lain sumbu netral.

Momen lentur M diasumsikan bernilai positif apabila menyebabkan kelengkungan kait bertambah (jari-jarinya berkurang) dan bernilai negatif apabila kelengkungannya berkurang. Karena beban senderung untuk membuka kait, momennya bernilai negatif.

$$M = -Qr = -Q (0.5a + e_1)$$

Nilai x didapat dari persamaan:

$$x = -\frac{1}{F} \int_{e_1}^{e_2} \frac{y}{y+r} dF$$

Untuk trapesium dengan sisi b_1 dan b_2 dan tinggi h akan menjadi:

$$x = -1 + \frac{2r}{b_1+b_2} \left[\left\{ b_2 + \frac{b_1-b_2}{h} (e_2 + r) \right\} \ln \frac{r+e_2}{r-e_1} - (b_1 - b_2) \right] \dots\dots\dots (N.Rudenko, 1992:87(4))$$

Dengan ketelitian yang cukup memadai pada kait normal dapat diasumsikan, bahwa pusat kelengkungan sumbu netral pada bagian kritis berhimpit dengan pusat geometris mulut kait sehingga:

$$r = 0.5a + e_1$$

Bila kita mengambil nilai $h = a$, dan bila $\frac{h}{a} = 1$ dan $\frac{b_1}{b_2} = n$, persamaan (4)

setelah ditransformasikan akan berbentuk :

$$x = \frac{5n+7}{3(n+1)^2} [(1.5n - 0.5)1.09861 - (n - 1)] - 1 \dots\dots (N.Rudenko, 1992:87) (5)$$

Dengan mengabaikan perpindahan sumbu netral relatif terhadap pusat massa bagian tersebut kita peroleh:

$$e_1 = \frac{n+2}{n+1} \frac{h}{3}$$

Dalam keadaan tersebut persamaan (5) dapat digunakan untuk mencari x untuk semua nilai $\frac{b_1}{b_2}$. Dengan mendistribusikan nilai:

$M = -Q (0.5 + e_1)$, $r = 0.5a + e_1$, $y = e_1$ (untuk bagian terdalam yang tertarik) dan $y = e_2$ (untuk bagian luar yang tertekan) kedalam persamaan (3) dan kita dapatkan tegangan satuan pada penampang antara titik I dan II.

Karena

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{Q}{F} - \frac{Q(0.5a+e_1)}{Fr} - \frac{Q(0.5a-e_1)}{Fr} \frac{1}{x} \frac{y}{y+r} \\ &= \frac{Q}{F} \left[1 - \frac{0.5a+e_1}{r} \left(1 + \frac{1}{x} \frac{y}{y+r} \right) \right] \\ &= \frac{Q}{F} \left[1 - \frac{0.5a+e_1}{r} \left(1 + \frac{1}{x} \frac{e}{e+e_1} \right) \right] = \frac{Q}{F} \frac{1}{x} \frac{2e_1}{a} \end{aligned}$$

tegangan tarik maksimum pada bagian terdalam pada penampang tersebut ialah:

$$\sigma_1 = \frac{Q}{F} \frac{1}{x} \frac{2e_1}{a} < \sigma_{aman} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:88) \quad (6)$$

tegangan tekan satuan maksimum pada bagian terluar didapatkan dengan cara yang sama. Rudenko, hal.88)

$$\sigma_{11} = \frac{Q}{F} \frac{1}{x} \frac{e_2}{\frac{a}{2} + h} < \sigma_{aman} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:88) \quad (7)$$

(Mesin Pemindah Bahan, N. Rudenko. 1992:86-88)

➤ Peralatan untuk Menggantung Kait

Peralatan untuk menggantung kait terdiri dari:

- Pemberat kait* yang memiliki fungsi untuk mengurangi gesekan pada waktu mekanisme pengangkat diturunkan.
- Bantalan kait* yang memiliki fungsi sebagai alat yang memungkinkan kait dapat berputar dengan mudah ketika menangani beban diatas 3 ton. Bantalan ini dipasang pada batang lintang dan dipakai untuk menahan mur kait.
- Batang lintang untuk kait* yang batang lintang kait dapat berputar pada plat sisi rumahnya yang kemudian diperkuat dengan strap atau sekal yang terbuat dari plat baja.

Momen lentur maksimun dapat ditentukan dengan persamaaan:

$$M_1^{maks} = \frac{Q}{2} \times \frac{1}{2} - \frac{Q}{2} \times \frac{d_1}{4} = \frac{Q}{4} (1 - 0.5d_1) \dots \dots (N.Rudenko, 1992:98) \quad (8)$$

Keterangan: d_1 = diameter luar cincin dudukan bantalan

Momen tahanan lentur dapat ditentukan dengan persamaan:

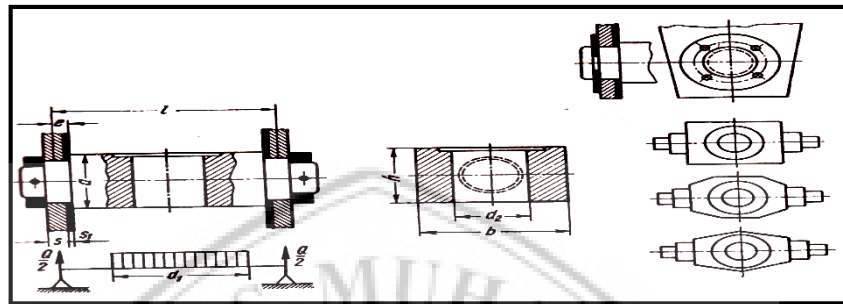
$$W = \frac{1}{6} (b - d_1) h^2 \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:98) \quad (9)$$

Tegangan lentur aman:

$$\sigma_{lentur} = 600 - 1000 \frac{kg}{cm^2}$$

Momen lentur trunion (batang gerak) pada batang lintang:

$$M_2 = \frac{Q}{2} \times \frac{(s+s_1)}{2} \dots\dots\dots(N.Rudenko, 1992:98) (10)$$



Gambar 2.2 : Batang Lintang untuk Kait

(Sumber : N.Rudenko, 1992:99)

Tekanan satuan antara trunion (batang gerak) dan rumah:

$$p = \frac{Q}{2d(s+s_1)} \dots\dots\dots(N.Rudenko, 1992:98) (11)$$

Keterangan: s = tabel sekel

s₁= tabel plat samping

Trunion pada batang lintang tidak boleh bergerak secara aksial tetapi harus dapat berputar. Perancangnya dapat menggunakan cincin penyetel yang diikat memakai pena tirus atau cincin belah yang dimasukkan kedalam alur trunion dan dipasang sekrup ke strap atau sekel (Gambar 2.2). Dalam perhitungannya, gaya tali yang bekerja pada roda penumpang dianggap sebagai beban merata yang bekerja pada trunion. Momen lentur pada bagian tengah batang lintangnya adalah:

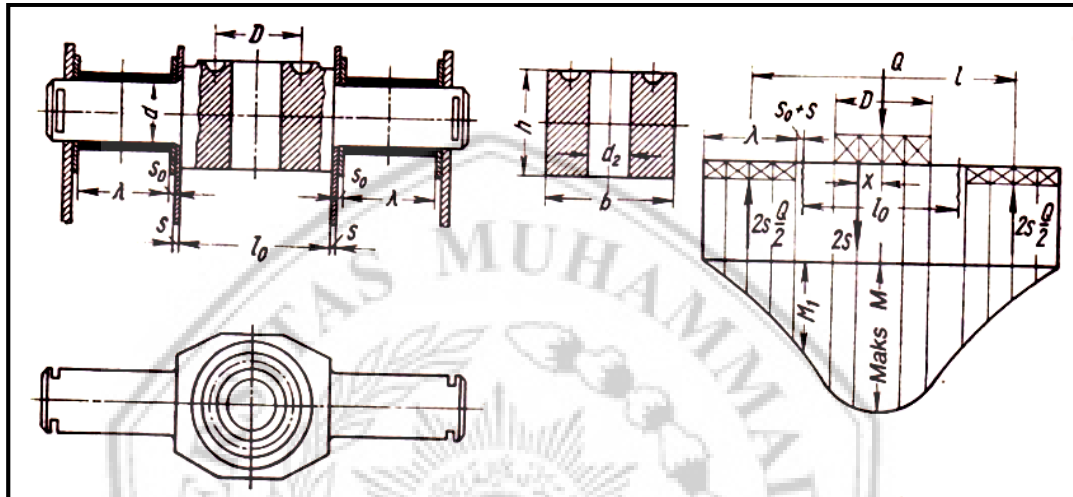
$$M_1^{maks} = \frac{Q}{2} \left(\frac{\lambda}{2} + s_0 + s - l_0 + \frac{D}{2} \right) \dots\dots\dots(N.Rudenko, 1992:99) (12)$$

Momen lentur pada trunion:

$$M_2 = \frac{Q}{2} \left(\frac{\lambda}{2} + s_0 + s \right) \dots\dots\dots(N.Rudenko, 1992:99) (13)$$

Momen reaksi diperoleh dari persamaan (9)

Seperti yang telah diterangkan sebelumnya, batang lintang ini dikait pada plat sisi yang diperkuat dengan strap atau sekal (Gambar 2.24). hanya sekal saja yang diperiksa kekuatannya sedangkan plat sisinya diabaikan karena tipis. Pemeriksaan sekal dapat dilihat sebagai berikut:



Gambar 2.3 : Batang Lintang dengan Trunion

(Sumber : N.Rudenko, 1992:100)

Pada penampang A₁ dan B₁ (Gambar 2.24).

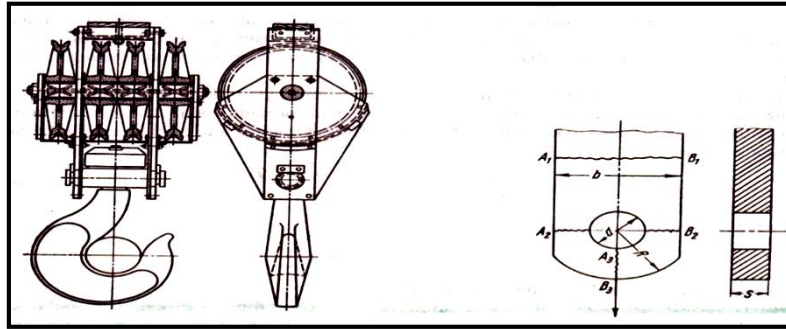
$$\sigma_t = \frac{Q}{2bs}$$

Pada penampang A₂ dan B₂ (Gambar 2.24)

$$\sigma_t = \frac{Q}{2(b-d)s}$$

Untuk penampang A₂ dan B₂ dipakai Rumus Lamé, Tekanan satuannya adalah:

$$p = \frac{Q}{2ds}$$



Gambar 2.4 : Penampang Lintang Sakel

(Sumber : N.Rudenko, 1992:100)

Tegangan satuan pada permukaan dalam:

$$\sigma_{A3} = \frac{p[(2R)^2 + d^2]}{(2R)^2 - d^2}$$

Tegangan satuan pada permukaan luar:

$$\sigma_{B3} = \frac{p2d^2}{(2R)^2 - d^2}$$

Tegangan maksimumnya akan terjadi pada permukaan dalam yakni:

$$\sigma_{A3} = \left(\frac{Q(4R^2 + d^2)}{2ds(4R^2 - d^2)} \right)$$

Maka, tebal platnya adalah:

$$s = \frac{Q}{2d\sigma_1} \chi \frac{4R^2 + d^2}{4R^2 - d^2} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:101) \quad (14)$$

(Mesin Pemindah Bahan, N. Rudenko, 1992:97-101).

2.3.2.1.2 Tali Baja (Steel Wire Rope)

Tali baja (*steel wire rope*) adalah tali yang dikonstruksikan dari kumpulan jalinan serat-serat baja (*steel wire*). Mula-mula beberapa serat (*steel wire*) dipintal hingga jadi satu jalinan (*strand*), kemudian beberapa strand dijalin pada suatu inti (*core*) sehingga membentuk tali dari tipe-tipe tali baja berikut:

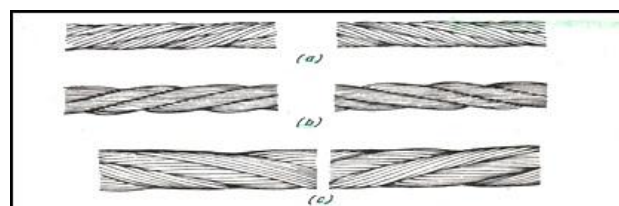
- 1) 6 x 19 +1 fibre core, hoisting ropes, elevator rope, dan lain-lain, yang artinya, sebuah tali baja dengan konstruksi yang terdiri dari 6 strand dan tiap strand terdiri dari 19 steel wire dengan 1 inti serat (fiber core).
- 2) 6 x 19 seal I.W.R.C (Independent Wire Rope Center), Steel wire Core, dengan inti logam lunak
- 3) 6 x 37 + 1 fc; 6 x 36; 6 x 41 dan lain-lain (*Pesawat Pesawat Pengangkat, Ir. Syamsir A. Muin, 1990:52*)

Keuntungan dari tali baja dibandingkan dengan rantai adalah sebagai berikut: 1) Lebih ringan.

- 2) Lebih tahan terhadap sentakan.
- 3) Operasinya tenang walaupun digunakan operasi kecepatan tinggi.
- 4) Keandalan dalam operasi yang lebih tinggi.

Kerusakan pada rantai akan terjadi tiba-tiba sedangkan pada tali baja kawat pada bagian luar akan mengalami keausan yang lebih parah dan putus lebih dahulu. Apabila bagian luar tali kawatnya mulai terputus-putus jauh sebelum tali baja putus keseluruhan, maka tali baja perlu untuk diganti. Tali baja terbuat dari kawat baja dengan kekuatan $\sigma_b = 130$ sampai 200 kg/mm^2 . Dalam proses pembuatannya, kawat baja diberi perlakuan panas tertentu dan digabung dengan penarikan dingin, sehingga menghasilkan sifat mekanis kawat baja yang tinggi.

a) Tali Baja Konstruksi Biasa (Kawat Seragam)



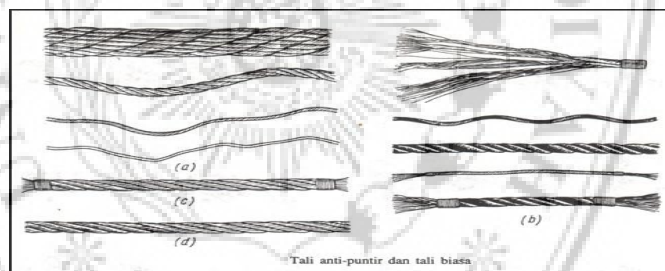
Gambar 2.5: Lapisan Serat Tali Baja

(Sumber : N.Rudenko, 1992:31)

Lapisan dalam tali dikelompokkan menjadi tiga adalah sebagai berikut:

- 1) Tali biasa (Gambar 2.5a), memiliki penerapan yang paling luas. Tali ini dikonstruksi sedemikian rupa sehingga arah anyaman kawatnya dalam untaian berlawanan dengan arah anyaman untaian pada tali.
- 2) Tali paralel atau lang (Gambar 2.5b), arah anyaman kawat dalam untaian sama dengan arah anyaman untaian pada tali. Tali ini memiliki kemampuan menahan gesekan yang lebih baik dan fleksibel, tetapi cenderung terpuntir. Tali paralel dipakai pada lift dan pengangkat lainnya yang mempunyai jalur pandu dan sebagai tali penghela.
- 3) Tali komposit (Gambar 2.5c), kedua untaian yang berdekatan dianyam dengan arah yang berlawanan atau terbalik.

b) Tali Baja Anti Puntir



Gambar 2.6: Tali Baja Anti Puntir

(Sumber : N.Rudenko, 1992:33)

Perkembangan terakhir pada pembuatan tali menghasilkan jenis tali anti puntir. Tali ini diproduksi oleh *The Odessa Rope Works* dan lain-lain. Sebelum kawat dipintal, untaian dibentuk sesuai dengan kedudukannya didalam tali. Akibatnya tali yang tidak dibebani tidak akan mengalami tegangan internal.

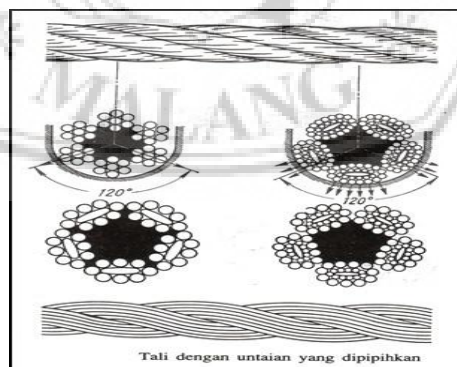
Tali ini tidak mempunyai kecenderungan untuk terurai, walaupun ujung tali ini tidak disimpul. Sifat ini akan mempermudah penyambungan anyaman tali.

Dibandingkan dengan tali jenis (a) (Gambar 2.9 (a)), jenis tali ini mempunyai keunggulan sebagai berikut:

- 1) Distribusi beban yang merata pada setiap kawat, sehingga memperkecil tegangan internal.
- 2) Lebih fleksibel.
- 3) Keausan tali lebih kecil apabila melewati puli dan didigulung pada drum, karena tidak ada untaian atau kawat yang menonjol pada kontur tali, dan keausan kawat terluar seragam, serta kawat yang putus akan mencuat keluar dari tali.
- 4) Keselamatan operasi yang lebih baik.

Gambar 2.9a menunjukkan untaian dan kawat dari tali anti puntir serta bentuk aslinya sebelum dililitkan menjadi tali. Gambar 2.9b, menunjukkan tali biasa yang ujungnya terurai. Gambar 2.9c dan Gambar 2.9d, masing masing menunjukkan tali biasa yang sudah terpakai.

c) Tali baja dengan Untaian yang Dipipihkan



Gambar 2.7: Tali dengan Untaian yang Dipipihkan

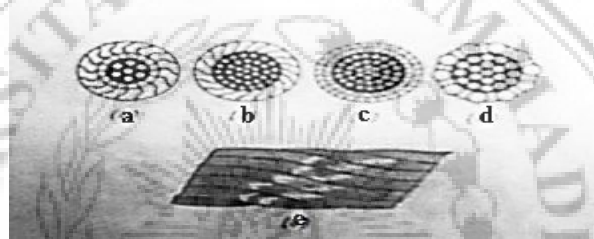
(Sumber : N.Rudenko, 1992:33)

Tali ini (Gambar 2.10), dipakai pada crane yang bekerja pada tempat yang mengalami banyak gesekan dan abrasi. Tali ini terbuat dari lima buah untaian

yang dipipihkan dengan inti kawat yang juga dipipihkan. Untaian ini dipintal pada inti yang terbuat dari rami. Ciri-ciri jenis tali ini adalah:

- 1) Tali dengan untaian yang dipipihkan mempunyai permukaan kontak dengan alur puli dan drum yang lebih luas dibandingkan dengan tali untaian bulat. Dengan demikian, tali ini mengalami tekanan yang lebih merata dan keausan yang lebih kecil.
- 2) Alur puli didesain sedemikian rupa sehingga tali ini mengalami permukaan kontak permukaan kelilingnya.

d) Tali dengan Anyaman Terkunci



Gambar 2.8: Lilitan Tali yang Dikunci

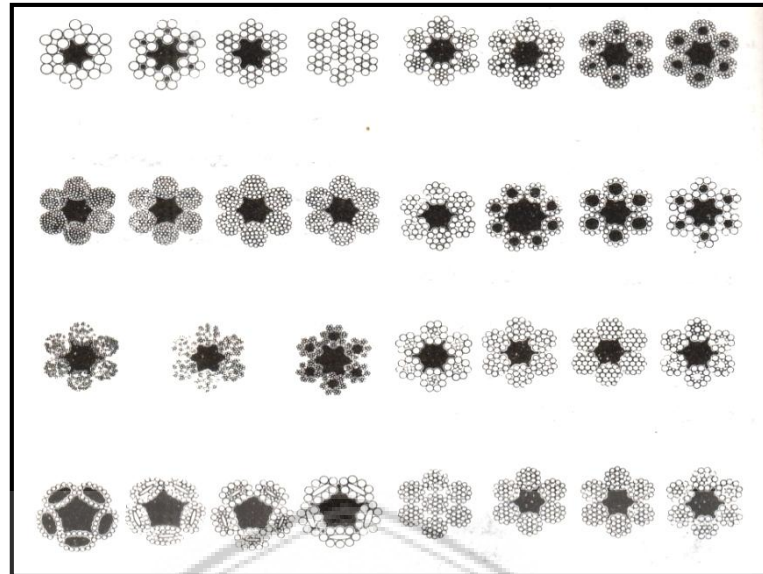
(Sumber : N.Rudenko, 1992:33)

Tali ini banyak digunakan pada crane kabel dan pada kereta gantung tidak pernah digunakan. Pada mesin pengangkat biasa tali ini memiliki keunggulan yaitu: 1) Permukaan yang halus

2) Susunan kawat yang padat

3) Tahanan terhadap keausan

Kelemahan tali ini adalah tidak fleksibel.



Gambar 2.9 : Penampang Lintang Tali yang dipakai pada Mesin-Mesin

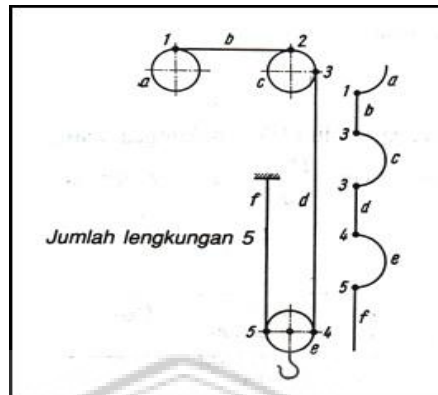
Penanganan Bahan

(Sumber : N.Rudenko, 1992:34)

➤ **Pemilihan Tali Baja**

Setiap kawat didalam tali yang ditekuk mengalami tegangan yang rumit yang merupakan gabungan tegangan tarik, lentur dan puntir serta ditambah dengan saling menekan dan bergesekan diantara kawat dan untaian. Akibatnya, tegangan total yang terjadi dapat ditentukan secara analitis hanya pada tingkat pendekatan tertentu. Tergantung pada jumlah lengkungan, umur tali dapat ditentukan dengan memakai perbandingan $\frac{D_{min}}{d}$ (D_{min} adalah diameter minimum puli atau drum dan d adalah diameter tali) dan $\frac{D_{min}}{\delta}$ (δ adalah diameter kawat pada tali). Penelitian menunjukkan bahwa dengan perbandingan $\frac{D_{min}}{d}$ yang sama, umur tali kira-kira berbanding terbalik dengan jumlah lengkungan. Satu lengkungan diasumsikan sebagai perubahan tali dari kedudukan lurus menjadi kedudukan melengkung, atau dari kedudukan melengkung menjadi kedudukan lurus. Jumlah lengkungan yang ditentukan oleh jumlah titik (puli, drum) dan jalur

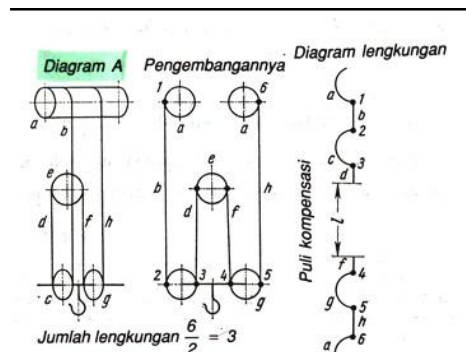
tali, lengkungan dalam satu arah pada titik tersebut setara dengan lengkungan tunggal dan lengkungan variabel setara dengan lengkungan ganda.



Gambar 2.10 : Menentukan Jumlah Lekukan Tali dengan 1 Puli Bergerak

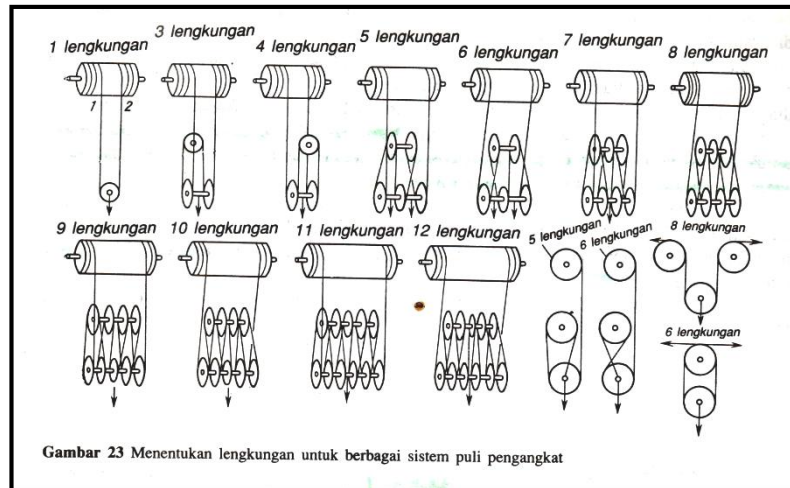
(Sumber : N.Redunko, 1992:37)

Jumlah lekukan dapat ditentukan dengan cukup akurat apabila kita membuat suatu diagram seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.10. Pada Gambar 2.11 (Diagram A) menunjukkan muatan yang digantungkan pada puli Crane majemuk, jumlah lekukan dan metode penentuannya. Di dalam menentukan jumlah lekukan untuk sistem puli majemuk, Puli kompensasi diabaikan karena puli ini tetap diam ketika muatan dinaikkan atau diturunkan. Jumlah lekukan tali majemuk dapat diperoleh dengan membagi dua jumlah titik total tempat bagian tali yang paralel masuk dan keluar puli.



Gambar 2.11 : Menentukan Jumlah Lengkungan pada Puli Majemuk

(Sumber : N.Redunko, 1992: 37)



Gambar 2.12 : Jenis-Jenis Sistem Puli Pengangkat

(Sumber : N.Redunko, 1992:38)

Untuk menentukan umur tali yang seragam, pengaruh jumlah lengkungan harus dikompensasikan dengan suatu perubahan pada D_{min}/d . Tabel 2.1 menunjukkan $\frac{D_{min}}{d}$ sebagai fungsi jumlah lengkungan.

Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$	Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$	Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$	Jumlah lengkungan	$\frac{D_{min}}{d}$
1	16	5	26,5	9	32	13	36
2	20	6	28	10	33	14	37
3	23	7	30	11	34	15	37,5
4	25	8	31	12	35	16	38

Tabel 2.1 : Penunjukkan Nilai $\frac{D_d}{d}$ sebagai Fungsi Lengkungan

(Sumber : N.Redunko, 1992:38)

Pemeriksaan kekuatan tali dilakukan sebagai berikut. Berdasarkan metode penggantung muatan kita menggunakan Tabel 2.1 untuk mencari $\frac{D_{min}}{d}$. Dengan menyatakan diameter tali dengan persamaan:

$$d = 1.5\delta\sqrt{i} \dots\dots\dots (N.Rudenko, 1992:38) \quad (15)$$

Kita peroleh:

$$\frac{D_{min}}{1.5\delta\sqrt{i}}$$

Keterangan:

δ = diameter satu kawat

i = jumlah kawat dalam tali

Tegangan pada tali yang dibebani pada bagian yang melengkung karena tarikan dan lenturan adalah:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{\sigma_b}{K} = \frac{S}{F} + \frac{\delta E'}{D_{min}} \dots\dots\dots (N.Rudenko, 1992:39) \quad (16)$$

Keterangan : σ_b = kekuatan putus bahan kawat tali, dalam kg/cm^2

K = faktor keamanan tali

S = tarikan pada tali, dalam kg

F = penampang berguna tali, dalam cm^2

$$E' = \frac{3}{8} E = \text{modulus elastisitas yang dikoreksi; } E' = \frac{3}{8} 2.100,00 \approx \\ \approx 800.000 \text{ } kg/cm^2$$

dengan notasi lain sama dengan seperti sebelumnya.

Dengan mengubah persamaan (16) kita peroleh persamaan yang hanya berlaku untuk satuan ukuran kawat.

$$F = \frac{S}{\frac{\sigma_b}{K} \frac{\delta}{D_{min}} E'} = \frac{S}{\frac{\sigma_b}{K} \frac{\delta}{D_{min}} \frac{\delta}{d} E'} = \frac{S}{\frac{\sigma_b}{K} \frac{\delta}{D_{min}} \frac{E'}{1.5\sqrt{i}}} \dots\dots\dots (N.Rudenko, \text{hal.39}) \quad (17)$$

Setelah menentukan K dan memilih jumlah kawat i yang tergantung pada konstruksi tali, pada σ_b dan $\frac{d}{D_{min}}$ tertentu, kita menggunakan persamaan (17) untuk mencari luas penampang tali.

Setelah mendapatkan nilai F , kemudian untuk memilih tali yang mempunyai karakteristik yang hampir menyerupai. Pertama-tama dengan memeriksa apakah kekuatan σ_b sesuai dengan nilai yang terima pada persamaan (17). Jumlah kawat dalam tali ditentukan oleh desain yang memenuhinya.

Untuk tali yang paling sering dipakai pada mesin pengangkat (kecuali tali pintalan kompon), misalnya tali dengan 114, 222, dan 342 buah kawat, persamaan (17) menjadi:

$$F_{114} = \frac{S}{\frac{\sigma_B}{K} \frac{d}{D_{min}} 50.000} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:39) \quad (18)$$

$$F_{222} = \frac{S}{\frac{\sigma_B}{K} \frac{d}{D_{min}} 36.000} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:39) \quad (19)$$

$$F_{342} = \frac{S}{\frac{\sigma_B}{K} \frac{d}{D_{min}} 29.000} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:39) \quad (20)$$

Dengan mengalikan kedua sisi persamaan (18), (19), dan (20) kita peroleh persamaan untuk memilih tali menurut kekuatan putusnya P yang diacu pada penampang total tali sebagai berikut:

$$P_{114} = \frac{S \cdot \sigma_b}{\frac{\sigma_B}{K} \frac{d}{D_{min}} 50.000} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:39) \quad (21)$$

$$P_{222} = \frac{S \cdot \sigma_b}{\frac{\sigma_B}{K} \frac{d}{D_{min}} 36.000} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:40) \quad (22)$$

$$P_{342} = \frac{S \cdot \sigma_b}{\frac{\sigma_B}{K} \frac{d}{D_{min}} 29.000} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:40) \quad (23)$$

Nilai d dan ∂ pada tali yang dipilih sudah tidak perlu diperiksa lagi, karena pengaruh nilai tersebut sudah diperhitungkan didalam persamaan desain, Persamaan (16):

$$\frac{\sigma_b}{K} = \frac{S}{F} + \frac{\delta E'}{D_{min}}$$

Diperoleh berdasarkan pengertian berikut ini. Perbandingan antara momen dengan jari-jari kelengkungan pada lekukan dinyatakan:

$$\rho = \frac{EI}{M}$$

Keterangan :

ρ = Jari-jari kelengkungan; E = Modulus elastisitas kawat; I = momen inersia dari penampang kawat; M = Momen lengkung

Tegangan tarik atau tekan yang terjadi ketika membengkokkan kawat lurus pada serat yang terluar dan berada pada jarak $\frac{\delta}{2}$ dari garis netral, (δ adalah diameter kawat) adalah:

$$\sigma = \pm \frac{M}{I} \cdot \frac{\delta}{2} = \pm \frac{EI}{\rho I} \cdot \frac{\delta}{2} = \pm E \frac{\delta}{2\rho} = \pm E \frac{\delta}{D_{Min}}$$

(D_{Min} = Diameter puli atau drum tempat tali lewat)

Tegangan ini akan terjadi pada kawat lurus, jika kawat tersebut bukan merupakan bagian komponen tali. Sebenarnya, kawat dalam tali merupakan spiral ganda atau tiga kali, yang dijepit diantara kawat yang berdekatan dan mengalami puntiran sebelum dilekukkan. Momen lentur akan lebih rendah nilainya dan rumus untuk tegangan (σ) harus dikoreksi dengan faktor khusus yang berbeda menurut jenis dan pintalan tali, kondisi operasinya, dan sebagainya, yang nilainya kira-kira 3/8.

Dengan menambahkan tegangan tarik yang terjadi pada bagian lurus, pada tegangan lentur akan didapatkan persamaan (16) yakni:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{S}{F} + \frac{3}{8} E \frac{\delta}{D_{Min}} = \frac{S}{F} + \frac{\delta E'^*}{D_{Min}}$$

Tali hanya boleh diperiksa satu kali terhadap pengecekan tegangan tarik, sesuai dengan persamaan:

$$S = \frac{P}{K} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:40) \quad (23)$$

Keterangan: S = Tarikan maksimum yang diinginkan pada tali (kg)

P = Kekuatan putus tali sebenarnya (kg)

K = Faktor keamanan yang didapat dari tabel 2.6 sesuai dengan jenis mekanisme dan kondisi operasinya

Tarik kerja maksimum pada bagian tali dari sistem puli beban S_W dihitung dengan persamaan:

$$S_W = \frac{Q}{n \cdot \eta \cdot \eta_1}$$

Keterangan:

Q = Berat muatan yang diangkat (kg)

n = Jumlah muatan puli yang menyangga muatan

η = Efisiensi puli (Tabel 2.2)

η_1 = Efisiensi yang disebabkan kerugian tali akibat kekakuannya ketika tergulung pada drum yang disumsikan sebesar 0.98

Diameter drum atau puli minimum yang diizinkan didapat dari rumus

$$D_{min} \geq e_1 \cdot e_2 \cdot d \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:41) \quad (23a)$$

Keterangan : D = Diameter drum atau puli pada dasar alurnya (mm)

d = Diameter tali (mm)

e_1 = Faktor yang tergantung pada alat pengangkat dalam kondisi operasinya

e_2 = Faktor yang tergantung pada konstruksi tali.

Tabel 2.2 Efisiensi Puli					
Puli tunggal		Puli ganda		Efisiensi	
Jumlah alur	Jumlah puli yang berputar	Jumlah alur	Jumlah puli yang berputar	Gesekan pada permukaan puli (faktor resisten satu puli)	Gesekan angular pada permukaan puli (faktor resisten satu puli)
2	1	4	2	0,951	0,971
3	2	6	4	0,906	0,945
4	3	8	6	0,861	0,918
5	4	10	8	0,823	0,892
6	5	12	10	0,784	0,873

Tabel 2.2 Efisiensi Puli

(Sumber : N.Rudenko, 1992:41)

TIPE ALAT PENGANGKAT	Digerakkan oleh:	Kondisi peng- operasian	Faktor K	Faktor e_1
I. Lokomotif, caterpillar-mounted, traktor dan truk yang mempunyai crane pilar (termasuk excavator yang dioperasikan sebagai crane dan pengangkat mekanik pada daerah konstruksi dan pekerjaan berkala)	Tangan Daya Daya Daya	Ringan Ringan Medium Berat dan Sangat berat	4 5 5,5 6	16 16 18 20
II. Semua tipe lain dari crane dan pengangkat mekanis	Tangan Daya Daya	Ringan Ringan Medium Berat dan Sangat berat	4,5 5 5,5 6	18 20 25 30
III. Dereck yang dioperasikan dengan tangan dengan kapasitas beban terangkat di atas 1 ton yang digandeng pada berbagai peralatan otomatis (mobil, truk, dan sebagainya)	—	—	4	12
IV. Pengangkat dengan trolly	—	—	5,5	20
V. Penjepit mekanis (kecuali untuk puli pada grabs) untuk pengangkat mekanis pada No. I	—	—	5	20
VI. Idem untuk pengangkat mekanik pada no. II.	—	—	5	30

Tabel 2.3 : Harga Faktor K dan e_1 yang Diizinkan

(Sumber : N.Rudenko, 1992:42)

Tabel 2.4 Harga Faktor e_2 yang Tergantung pada Konstruksi Tali	
KONSTRUKSI TALI	Faktor e_2
Biasanya $6 \times 19 = 114 + 1$ poros	
posisi berpotongan	1,00
posisi sejajar	0,90
Compound $6 \times 19 = 114 + 1$ poros	
a) Warrington	
posisi berpotongan	0,90
posisi sejajar	0,85
b) Seale	
posisi berpotongan	0,95
posisi sejajar	0,85
Biasanya $6 \times 37 = 222 + 1$ poros:	
posisi berpotongan	1,00
posisi sejajar	0,90

Tabel 2.4 : Harga Faktor e_2 yang Tergantung pada Kontruksi Tali

(Sumber : N.Rudenko, 1992:42)

Tabel 1. 2.5 Harga Faktor C	
σ_b kg/mm ²	KONSTRUKSI TALI
	<div> <div>$6 \times 7 = 42$ dan satu poros</div> <div> $6 \times 19 = 114$ dan satu as <div> <div>Biasa</div> <div>Warrington</div> <div>Seale</div> </div> </div> <div>$6 \times 37 = 222$ dan satu poros</div> </div>
	<div> <div>Posisi berpotongan</div> <div>Posisi sejajar</div> </div> <div> <div>Posisi berpotongan</div> <div>Posisi sejajar</div> <div>Posisi berpotongan</div> <div>Posisi sejajar</div> <div>Posisi berpotongan</div> <div>Posisi sejajar</div> </div> <div> <div>Posisi berpotongan</div> <div>Posisi sejajar</div> <div>Posisi berpotongan</div> <div>Posisi sejajar</div> </div>
	<div>Posisi berpotongan</div> <div>Posisi sejajar</div> <div>Posisi berpotongan</div> <div>Posisi sejajar</div> <div>Posisi berpotongan</div> <div>Posisi sejajar</div> <div>Posisi berpotongan</div> <div>Posisi sejajar</div> <div>Posisi berpotongan</div> <div>Posisi sejajar</div>
130	1,31 1,13 1,08 0,91 0,69 0,61 0,81 0,69 1,12 0,99
160	1,22 1,04 1,00 0,83 0,63 0,54 0,75 0,62 1,06 0,93
180	1,16 0,98 0,95 0,78 0,59 0,50 0,70 0,57 1,02 0,89

Tabel 2.5 : Harga Faktor C

(Sumber : N.Rudenko, 1992:44)

Tabel 13 2.6

Harga Faktor C_1

diameter tali	kurang dari 5	5,5-8	8,5-10	11-14	15-17,5	18-19	19,5-24	25-28	30-34,5	37-43,5
C_1	0,83	0,85	0,89	0,93	0,97	1,00	1,04	1,09	1,16	1,24

Tabel 2.6 : Harga Faktor C_1

(Sumber : N.Rudenko, 1992:44)

Tabel 1. 2.7 Harga Faktor C_2	
BAHAN SERABUT TALI	C_2
Baja karbon: 0,55% C; 0,57% Mn; 0,25% Si; 0,09% Ni; 0,08% Cr; 0,02% S dan 0,02% P	1
Baja karbon: 0,70% C; 0,61% Mn; 0,09% Si; 0,021% S dan 0,028% P	0,9
Baja pearlitic: 0,40% C; 0,52% Mn; 0,25% Si; 0,2% Ni; 1,1% Cr; 0,025% S dan 0,025% P	1,37
Baja stainless: 0,09% C; 0,35% Mn; 0,3% Si; 8,7% Ni; 17,4 Cr; 0,02% S dan 0,02 P	0,67
Baja open-hearth biasa	1
Baja open hearth yang dilebur dengan arang besi dan dibersihkan dengan skrap	0,63
Serat yang terbuat dari batang logam seluruhnya	1
Serat yang terbuat dari batang logam sebagian	0,92

Tabel 2.7 : Harga Faktor C_2

(Sumber : N.Rudenko, 1992:44)

Tabel 1. 2.8 Harga Faktor m								
z dalam ribuan m	30 0,26	50 0,41	70 0,56	90 0,70	110 0,83	130 0,95	150 1,07	
z dalam ribuan m	170 1,18	190 1,29	210 1,40	230 1,50	255 1,62	280 1,74	310 1,87	340 2,00
z dalam ribuan m	370 2,12	340 2,27	450 2,42	500 2,60	550 2,77	600 2,94	650 3,10	700 3,17

Tabel 2.8 : Harga Faktor m

(Sumber : N.Rudenko, 1992:44)

(Mesin Pemindah Bahan, N. Rudenko, 1992:30-44)

2.3.2.1.3 Puli dan Sistem Puli

A. Puli

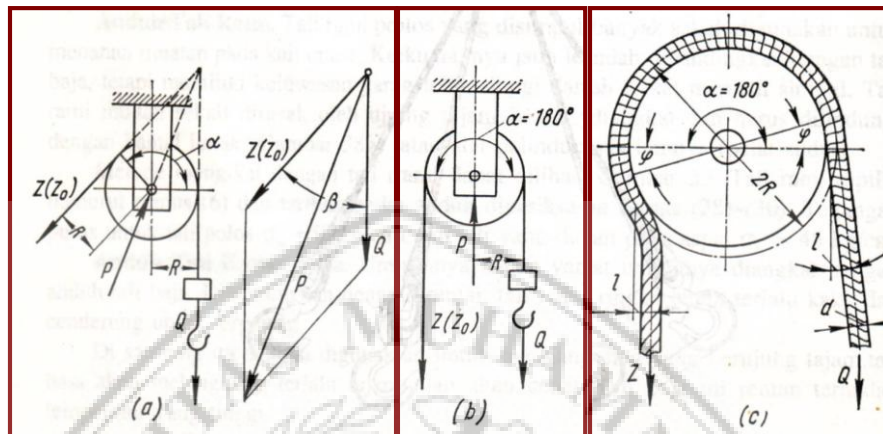
Puli dibuat dengan desain tetap dan bebas. Puli dengan as yang tetap disebut juga dengan puli penuntun, karena puli ini berfungsi sebagai pengubah arah peralatan pengangkat.

1. Puli Tetap

Pada gambar 2.9 menunjukkan diagram puli tetap. Satu ujung yang melingkari puli dibebani dengan Q dan ujung lainnya gaya tarik z . Lintasan gaya

tarik setara dengan tinggi h , yakni setinggi beban tersebut diangkat. Dengan mengabaikan hambatan pada puli, gaya tarik Z_0 sama dengan Q .

Sebenarnya $Z > Q$ karena adanya hambatan pada puli (hambatan lentur pada bagian yang fleksibel dan hambatan gesek pada bantalan).



Gambar 2.13: Puli Tetap Tunggal

(Sumber : N.Rudenko, 1996:58)

Sifat kekakuan tali yang melewati puli menyebabkan tali yang menuju puli tidak langsung mengikuti lengkungan puli, melainkan terdefleksi dahulu sejauh e ke arah luar (Gambar 2.13c) dan sebaliknya, ketika lepas dari puli terjadi pula defleksi yang kira-kira sama besar ke arah dalam. Hal ini akan menambah jarak lengan gaya Q ketika tali menuju puli dan mengurangi lengan gaya Z ketika tali lepas dari puli. Dalam keseimbangan Z ($R \cos \varphi - e$) = Q ($R \cos \varphi + e$) sehingga akan kita dapatkan hubungan antara nilai tarikan sebagai berikut:

$$\frac{Z}{Q} = \frac{1 + \frac{E}{R \cos \varphi}}{1 + \frac{E}{R \cos \varphi}} \dots \dots \dots (\text{N.Rudenko, 1992:59}) \quad (24)$$

Setelah dibagi dan mengabaikan besaran yang kecil didapat:

$$Z \approx Q \left(1 + \frac{2e}{R \cos \varphi} \right) \dots \dots \dots (\text{N.Rudenko, 1992:59}) \quad (25)$$

Hambatan gesek pada bantalan adalah:

$$W = \bar{\Sigma}(Q + Z_0)\mu \frac{d'}{2R} \approx Q\mu \frac{d'}{R} \dots \dots \dots (\text{N.Rudenko, 1992:59}) \quad (26)$$

Keterangan: d' = Diameter poros tali

μ = Koefisien gesek

Gaya resuktan p dapat ditentukan dengan metode grafik seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.19. Pada saat $\alpha = 180^\circ$ kedua bagian tali akan berubah menjadi paralel dan

$$\bar{\Sigma}(Q + Z_0) \approx Q + Z_0 \approx 2Q = P$$

Gaya tarik akan menjadi

$$Z \approx Q \left[1 + \frac{2e}{R \cos \varphi} + \mu \frac{d'}{R} \right] \dots \dots \dots (\text{N.Rudenko, 1992:59}) \quad (27)$$

Besaran $\varepsilon = \frac{Z}{Q}$ disebut faktor hambatan puli dan

$$\varepsilon = \frac{1}{\eta}$$

Keterangan: η = Efisiensi puli

$$\text{Maka, } \varepsilon = \frac{1}{\eta} = 1 + \frac{2e}{R \cos \varphi} + \mu \frac{d'}{R}$$

Nilai $\frac{2e}{R \cos \varphi}$ kekakuan tali hanya dapat di tentukan secara percobaan.

Percobaan yang dilakukan di Uni-Soviet menunjukkan bahwa nilai rata-rata berikut dapat diasumsikan untuk tali:

$$\frac{2e}{R \cos \varphi} = 0.1 \frac{d}{D-10}$$

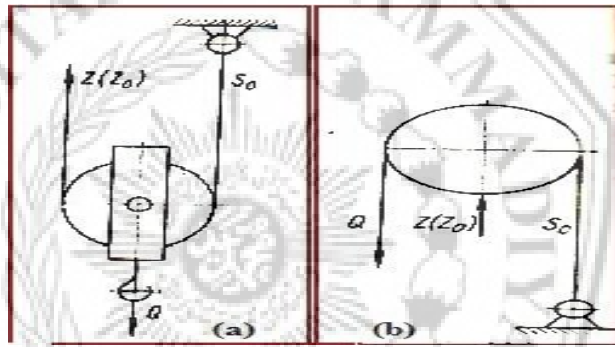
Keterangan: d = diameter tali (cm)

D = diameter puli (cm)

Selain kekuatan tali, faktor hambatan puli juga tergantung pada jenis bantalan dan pelumas yang dipakai pada gandar puli, bila pelumas yang digunakan adalah gemuk, ($\mu = 0.1$) untuk melumasi rantai atau puli rantai, nilai rata-rata berikut ini dapat digunakan: $\varepsilon \approx 1.05$ dan $h \approx 0.95$. Untuk puli dengan bantalan peluru atau rol, biasanya gesekan pada drum diabaikan dan nilai rata-rata $\varepsilon \approx 1.02$ dan $h \approx 0.98$.

2. Puli Bebas

Puli ini mempunyai gandar yang bergerak dan dibebani dengan muatan atau gaya. Untuk bati gaya dan untuk bati kecepatan.



Gambar 2.14: Puli Bebas Sederhana untuk Bati Gaya dan Kecepatan

(Sumber : N.Rudenko, 1992:60)

➤ Puli untuk Bati Gaya

Pada puli yang ditunjukkan pada Gambar 2.14a, jarak yang ditempuh oleh titik pada tali tempat usaha dikenakan setara dengan dua kali tinggi jarak beban yang diangkat:

$$\left. \begin{array}{l} s = 2h \\ c = 2v \end{array} \right\} \dots\dots\dots(N.Rudenko, 1992:60) \quad (28)$$

Keterangan: c = Kecepatan gaya yang dikenakan; v = Kecepatan beban

Bila hambatan puli diperhitungkan

$$\left. \begin{aligned} Z + S_0 &= Q; Z = \varepsilon S_0 = \varepsilon(Q - Z) \\ Z &= \frac{\varepsilon}{1+\varepsilon} Q; \eta = \frac{Z_0}{Z} = \frac{Q}{2} \cdot \frac{1+\varepsilon}{\varepsilon Q} = \frac{1+\varepsilon}{2\varepsilon} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(N.Rudenko, 1992:60) (29)$$

Bila $\varepsilon \approx 1.05$; $\eta \approx 0.975$ sehingga efisiensi puli gerak lebih tinggi dari pada efisiensi puli tetap.

➤ Puli untuk Bati Kecepatan

Pada puli yang ditunjukkan pada Gambar 2.14b, jarak yang ditempuh oleh titik tempat gaya dikenakan sama panjang dengan setengah dari tinggi angkat beban.

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{h}{2} \\ c &= \frac{v}{2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(N.Rudenko, 1992:60) (30)$$

Dengan memperhitungkan hambatan pada puli:

$$\left. \begin{aligned} Z &= Q + S_0 = Q + Q\varepsilon = Q(1 + \varepsilon) \\ \eta &= \frac{Z_0}{Z} = \frac{2Q}{Q(1+\varepsilon)} = \frac{2}{1+\varepsilon} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(N.Rudenko, 1992:61) (31)$$

Bila $\varepsilon = 1.05$; $\eta = 0.975$, sehingga pada kasus ini pun efisiensi puli gerak lebih tinggi dari efisiensi puli tetap.

B. Sistem Puli

Sistem puli adalah suatu gabungan beberapa puli bebas dan puli tetap atau pun puli rantai. Alah pengang kat yang menggunakan bati kecepatan misalnya,

pada lift hidrolik dan pneumatik. Penggunaan sistem puli yang utama adalah untuk mentransmisikan daya biasanya terdapat pada derek dan crane.

1. Sistem untuk Bati Gaya

Sistem puli adalah gabungan beberapa puli bebas dan puli tetap atau puli rantai. Fungsi sistem puli sebagai perabot pengangkat bebas, terutama untuk mentransmisikan daya terdapat di derek dan crane. Sistem puli ini didesain dengan:

a) Desain dengan Tali Lepas dari Puli Tetap

Bila z adalah jumlah puli (Gambar 2.15a) maka jumlah bagian pada garis tempat beban yang digantung juga sama dengan z . Perbandingan transmisinya $i = z$. Dengan mengabaikan hambatannya, usaha pada bagian tali yang lepas adalah:

$$Z_0 = \frac{Q}{z}$$

Usaha sebenarnya adalah:

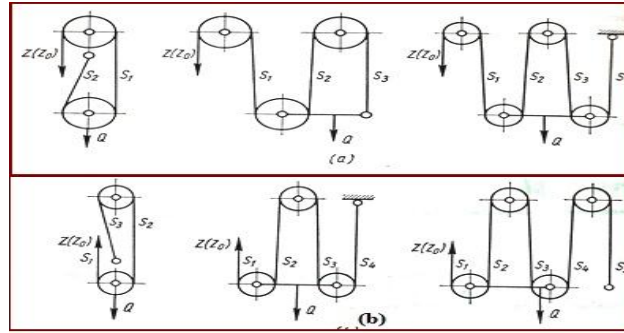
$$Z = \frac{Q}{\eta_{\Sigma} z} = \frac{Q \varepsilon_{\Sigma}}{z}$$

Dengan η_{Σ} dan ε_{Σ} adalah efisiensi resultan dan faktor hambatan sistem puli resultan. Tarikan total pada seluruh bagian dari tali fleksibel adalah:

$$\begin{aligned} Q &= S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + \dots + S_n \\ &= S_1 + \frac{S_1}{\varepsilon} + \frac{S_1}{\varepsilon^2} + \frac{S_1}{\varepsilon^3} + \dots + \frac{S_1}{\varepsilon^{n-1}} \\ &= S_1 \left(1 + \frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon^2} + \dots + \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} \right) \\ &= S_1 \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} (\varepsilon^{n-1} - \varepsilon^{n-2} + \varepsilon^{n-3} + \dots + \varepsilon + 1) \end{aligned}$$

Deret didalam tanda kurung ialah deret geometris dengan perbandingan $q = \varepsilon$, suku pertama $a = 1$ dan suku terakhir $u = \varepsilon^{n-1}$; seperti diketahui jumlah deret

ini adalah: $\frac{qu-a}{q-1} = \frac{\varepsilon \cdot \varepsilon^{n-1} - 1}{\varepsilon - 1} = \frac{\varepsilon^n - 1}{\varepsilon - 1}$



Gambar 2.15: Sistem Puli untuk Bati Gaya

(Sumber : : N.Rudenko, 1992:62)

Sehingga:

$$Q = S_1 \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} = \frac{\varepsilon^{n-1}}{\varepsilon-1}$$

atau,

$$S_1 = \frac{Q}{\frac{1}{\varepsilon^{n-1}} \frac{\varepsilon^{n-1}}{\varepsilon-1}}$$

Karena $Z = S_1 \varepsilon$ dan $n = z$ efisiensi resultan sistem puli akan menjadi:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{Q}{Z_z} = \frac{Q}{\frac{1}{\varepsilon^{n-1}} \frac{\varepsilon^{n-1}}{\varepsilon-1}} = \frac{1}{\varepsilon^{n-1} \varepsilon z} \frac{\varepsilon^{n-1}}{\varepsilon-1} = \frac{1}{\varepsilon^z z} \frac{\varepsilon^z - 1}{\varepsilon - 1} \dots\dots\dots (N.Rudenko, 1992:62) (32)$$

Gaya tarik yang terjadi:

$$Z = S_1 \varepsilon = \frac{Q \varepsilon}{\frac{1}{\varepsilon^{n-1}} \frac{\varepsilon^{n-1}}{\varepsilon-1}} = Q \varepsilon^n \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon^{n-1}} = Q \varepsilon^z \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon^{n-1}} \dots\dots\dots (N.Rudenko, 1992:62) (33)$$

Lintasan gaya tarik yang dikenakan untuk sistem puli adalah:

$$s = zh$$

Dengan kecepatan tali:

$$c = zv$$

Keterangan :

h = Lintasan

v = kecepatan beban

b) Desain dengan Tali Lepas dari Puli Gerak

Dengan z buah puli (Gambar 2.15b) jumlah bagian tali dimana beban digantungkan akan menjadi $z + 1$

Perbandingan transmisinya:

$$i = z + 1$$

Usaha ideal pada bagian tali yang lepas adalah:

$$Z_0 = \frac{Q}{z+1}$$

Usaha sebenarnya adalah:

$$Z = \frac{Q}{\eta_{\Sigma}(z+1)}$$

Dengan menggunakan persamaan yang telah didapatkan sebelumnya diperoleh:

$$S_1 = \frac{Q}{\frac{1}{\varepsilon^{n-1}} \frac{\varepsilon^{n-1}}{\varepsilon-1}}$$

Untuk $Z = S_1$, kita akan peroleh:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{Q}{Z(z+1)} = \frac{Q}{\frac{Q}{\frac{1}{\varepsilon^{n-1}} \frac{\varepsilon^{n-1}}{\varepsilon-1}} (z+1)} = \frac{1}{z+1} \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} \frac{\varepsilon^{n-1}}{\varepsilon-1} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:63) \quad (34)$$

Karena, dalam hal ini $n = z + 1$, akhirnya persamaan akan menjadi:

Efisiensi total:

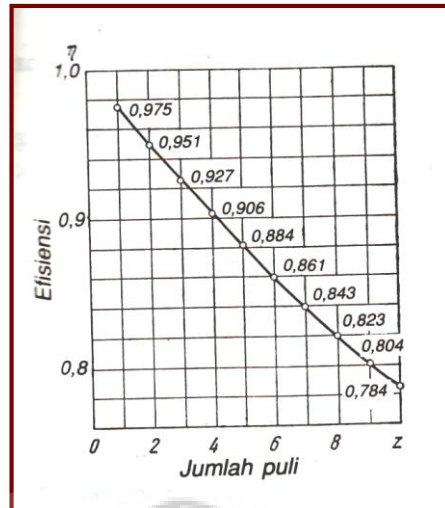
$$\eta_{\Sigma} = \frac{1}{\varepsilon^z(z+1)} \frac{\varepsilon^{z+1}-1}{\varepsilon-1} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:63) \quad (35)$$

Gaya tarik:

$$Z = Q e^z \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon^{z+1}-1} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:63) \quad (36)$$

$$s = h(z+1); c = v(z+1)$$

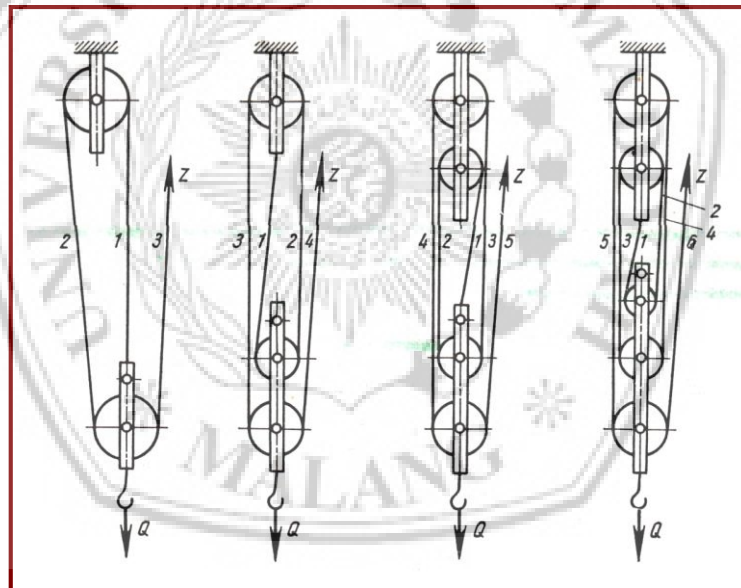
Dengan faktor hambatan $\varepsilon = 1.05$, kurva efisiensi jumlah puli dapat dilihat pada Gambar 2.16.



Gambar 2.16: Efisiensi Sistem Puli

(Sumber : N.Rudenko, 1992:63)

c) Penentuan Tarikan pada Setian Bagian Tali dari Sistem Puli



Gambar 2.17: Sistem Puli Untuk Bati Gaya

(Sumber : N.Rudenko, 1992:60)

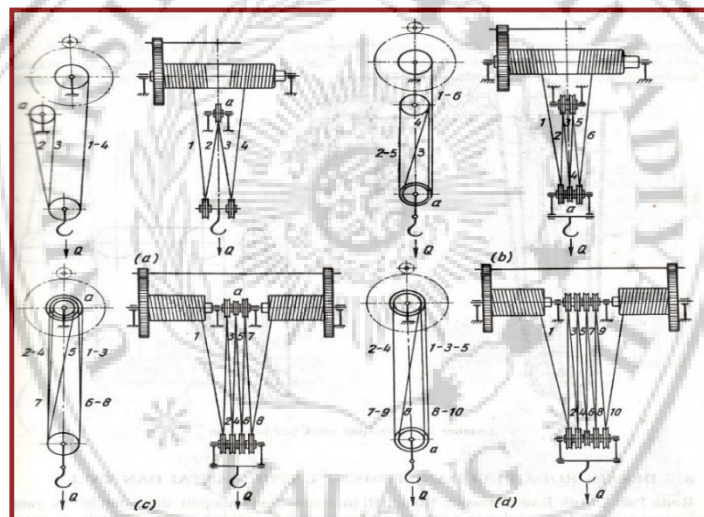
Tarikan pada tali akan bernilai minimum pada bagian pertama dan maksimum pada bagian $(z + 1)$ (Gambar 2.17) dengan z ialah jumlah puli. Disini kita dapat mengasumsikan secara pendekatan bahwa:

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= \frac{Q}{z+1}; S_2 = \varepsilon S_1 = \varepsilon \frac{Q}{z+1} \\ S_3 &= \varepsilon S_2 = \varepsilon^2 \frac{Q}{z+1} \\ S_{z+1} &= \varepsilon S_z = \varepsilon_z \frac{Q}{z+1} = Z \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (N.Rudenko, 1992:64) (37)$$

Pada mekanisme pengangkat dari derek dan crane, biasanya gaya tarik $Z = S_{z+1}$ besarnya dengan tarikan pada tali yang melingkari drum.

d) Sistem Puli Majemuk

Sistem puli majemuk mampu membawa muatan lebih besar, mengurangi beban pada tali sehingga dimungkinkan digunakan tali yang lebih kecil, diameter puli dan drum lebih kecil, sehingga mengurangi bobot mekanisme keseluruhan.



Gambar 2.18 : Sistem Puli Majemuk

(Sumber : N.Rudenko, 1992:65)

Dengan menggunakan sistem puli majemuk, beban yang diangkut akan lebih stabil. Sistem puli ini dapat membawa muatan 2 kali lebih banyak dari pada puli sederhana.

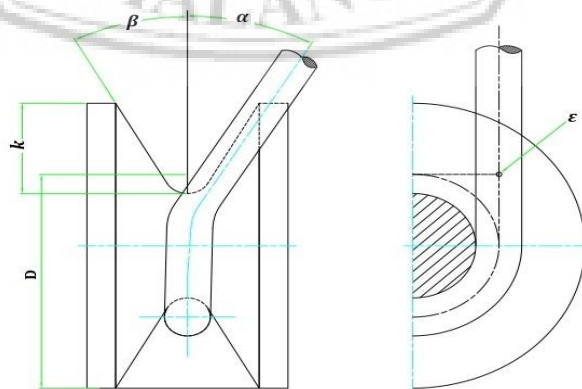
- Sistem puli majemuk dengan empat bagian (Gambar 2.18a) digunakan untuk mengikat bebab sampai 25 ton. Perbandingan transmisinya $i = 2$, panjang tali

yang tergulung pada setiap setengah bagian drum adalah $l = 2h$ (h = tinggi pengangkatan). Kecepatan tali $c = 2v$ dan efisiensi $\eta \approx 0,92$.

- Sistem puli majemuk dengan enam bagian (Gambar 2.18b) lebih jarang digunakan. Pada sistem ini $i = 3$; $l = 3h$; $c = 3v$ dan $\eta \approx 0.92$.
 - Sistem puli majemuk dengan delapan bagian (Gambar 2.18c) dapat mengangkat beban sampai 75 ton. Sistem ini mempunyai $i = 4$; $l = 4h$ dan $\eta \approx 0.9$.
 - Sistem puli majemuk dengan sepeuluh bagian (Gambar 2.18d) dapat mengangkat bebat sampai 100 ton. Disini $i = 5$; $l = 5h$; $c = 5v$ dan $\eta \approx 0,87$.
- Secara umum perbandingan puli majemuk adalah $i = \frac{z}{2}$; dimana : z = jumlah bagian tali yang membawa beban pada sistem puli

2.3.2.1.4 Roda Puli Tali

Roda puli tali dapat berupa desain tetap, bergerak dan kompensasi. Biasanya roda puli initerbuat dari coran (besi kelabu atau baja) atau lasan. Efisiensinya $\eta = 0,96 - 0,97$ dengan memperhitungkan gesekan pada bantalan. Untuk tali kawat diameter minimum roda puli ditentukan dari rumus (23a).



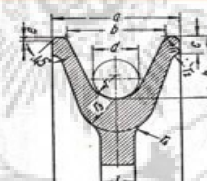
Gambar 2.19: Sudut Simpang Tali yang Keluar dari Roda Penuntun

(Sumber : N.Rudenko, 1992:71)

Keliling pelek roda puli dibuat sedemikian rupa sehingga tali tidak akan macet pada alurnya dan dapat bergerak cukup bebas terhadap bidang pusat roda puli tersebut. Untuk mencegah agar tali yang keluar menyimpang dari alur sisi dalam roda puli tanpa terjadi lengkungan yang tajam (simpang sudut α), titik pusat ε dari penampang tali harus berada didalam alur (Gambar 2.19). sudut simpang α yang diizinkan dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$\tan \alpha_{maks} < \frac{2 \tan \beta}{\sqrt{1 + \frac{D}{0.7k}}} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:71) \quad (38)$$

Penampang roda puli untuk tali kawat yang ditentukan oleh standar Soviet dapat dilihat pad Tabel 2.9 roda puli tali yang berukuran kecil biasanya dicor menjadi asatu bagian tanpa tulang. Penguat roda puli besar diberi tulang penguat dan lubang atau dengan jari- jari silang (2.20a). Gambar 2.20b menunjukkan roda puli tali yang dilas.



Diameter tali	a	b	c	e	h	l	r	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄
4,8	22	15	5	0,5	12,5	8	4,0	2,5	2,0	8	6
6,2	22	15	5	0,5	12,5	8	4,0	2,5	2,0	8	6
8,7	28	20	6	1,0	15,0	8	5,0	3,0	2,5	9	6
11,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
13,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
15,0	40	30	7	1,0	25,0	10	8,5	4,0	3,0	12	8
19,5	55	40	10	1,5	30,0	15	12,0	5,0	5,0	17	10
24,0	65	50	10	1,5	37,0	18	14,5	5,0	5,0	20	15
28,0	80	60	12	2,0	45,0	20	17,0	6,0	7,0	25	15
34,5	90	70	15	2,0	55,0	22	20,0	7,0	8,0	28	20
39,0	110	85	18	2,9	65,0	22	25,0	9,0	10,0	40	30

Tabel 2.9 : Roda Puli untuk Tali Kawat Baja

(Sumber : N.Rudenko, 1992:71)

Diameter roda puli kompensasi (Gambar 2.21) diambil 40% lebih kecil dari pada diameter roda puli.. Untuk roda puli kerja biasanya diambil dalam

jangka: $\frac{1}{d} = 1,5$ dan $1,8$. Busing roda puli dapat diperiksa terhadap tekanan satuan

dengan persamaan:

$$p = \frac{Q}{ld} \dots\dots\dots (N.Rudenko, 1992:72) (39)$$

Keterangan: l = Panjang Bushing ; Q = Beban ; d = Diameter gandar

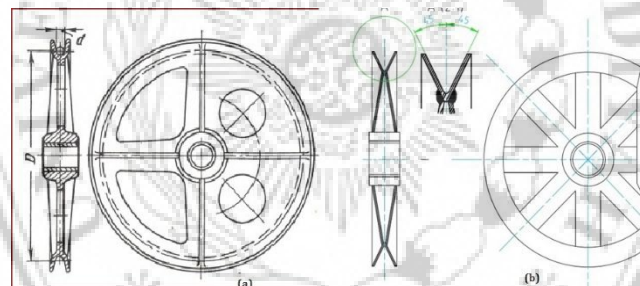
Tergantung pada kecepatan keliling permukaan lubang roda puli, tekanan

satuan yang terjadi tidak boleh melebihi nilai berikut:

$v \text{ dalam } \frac{\text{meter}}{\text{detik}}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
$p \text{ dalam } \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$	75	70	66	62	60	57	55	54	53	52	51	50	49	48	47

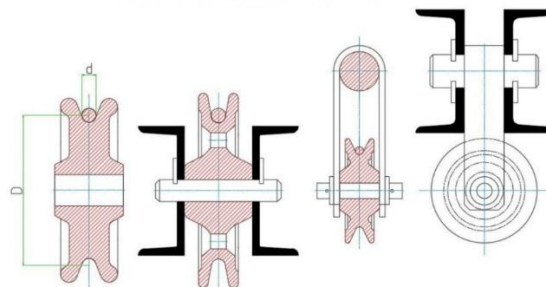
Tabel 2.10 : Kecepatan Keliling Permukaan Lubang Roda Puli

(Sumber : N.Rudenko, 1992:72)



Gambar 2.20: Roda Puli Tali

(Sumber : N.Rudenko, 1992:72)

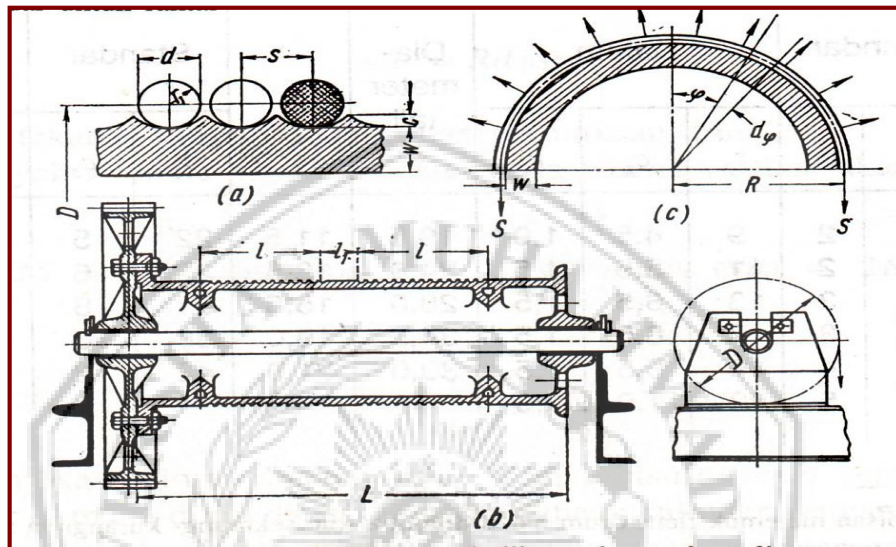


Gambar 2.21: Roda Puli Kompensasi

(Sumber : N.Rudenko, 1992:72)

2.3.2.1.5 Drum

Diameter drum dipilih dengan perbandingan yang sama dengan roda puli : $D \geq 10d$. Drum untuk tali kawat baja terbuat dari besi cor, kadang-kadang dari besi tuang atau konstruksi lasan. Dengan memperhitungkan gesekan pada bantalan efisiensinya $\eta \approx 0.95$. diameter tergantung dengan diameter tali.



Gambar 2.22 : Drum untuk Tali Baja

(Sumber : N.Rudenko, 1992:73)

Untuk drum penggerak daya, drum harus selalu dilengkapi dengan alur heliks sehingga tali akan tergulung secara seragam dan keausannya berkurang (Gambar 2.22a). Jari-jari alur heliks harus dipilih agar tidak menyebabkan kemacetan tali. Tabel 2.10 menerangkan dimensi alur standar dan alur dalam drum. Drum dengan satu tali tergulung hanya mempunyai satu arah heliks kekanan; drum yang didesain untuk dua tali diberi dua arah heliks kekanan dan kekiri. Jumlah lilitan pada drum untuk satu tali dapat dicari dengan persamaan:

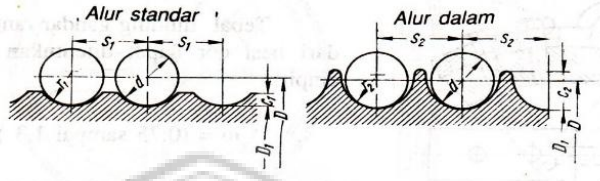
$$z = \frac{Hi}{\pi D} + 2 \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:59) \quad (40)$$

Keterangan: i = Perbandingan sistem tali

D = Diameter drum

H = Tinggi angkat muatan;

Standar ini diterapkan untuk drum yang di cor.

Dimensi Alur Drum (dalam mm)													
													
Dia- meter tali d	r_1	Standar		Dalam			Dia- meter tali d	r_1	Standar		Dalam		
		s_1	c_1	s_2	c_2	r_2			s_1	c_1	s_2	c_2	r_2
4,8	3,5	7	2	9	4,5	1,0	19,5	11,5	22	5	27	13,5	2,0
6,2	4,0	8	2	11	5,5	1,5	24,0	13,5	27	6	31	16,0	2,5
8,7	5,0	11	3	13	6,5	1,5	28,0	15,5	31	8	36	18,0	2,5
11,0	7,0	13	3	17	8,5	1,5	34,5	19,0	38	10	41	22,0	3,0
13,0	8,0	15	4	19	9,5	1,5	39,0	21,0	42	12	50	24,5	3,5
15,0	9,0	17	5	22	11,0	2,0							

Tabel 2.11 : Dimensi Alur Drum (mm)

(Sumber : N.Rudenko, 1992:74)

Panjang drum heliks didapat dari:

$$l = zs$$

Keterangan : s = Kisar

Dengan menyisakan panjang sebesar $5s$ untuk menahan tali dan untuk kedua sisi flens, didapatkan keseluruhan panjang drum:

$$L = \left(\frac{H_i}{\pi D} + 7 \right) s \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:75) \quad (41)$$

Bila dua tali digulung pada satu drum (sistem puli majemuk) panjang total drum akan menjadi:

$$L = \left(\frac{2H_i}{\pi D} + 12 \right) s + l_1 \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:75) \quad (42)$$

Dengan menggunakan Lamé kita dapat menentukan jarak bagi pada bagaian tengah drum, antar heliks kekanan dan kekiri yang sesuai dengan desainnya. Hal ini dikarenakan jarak dua lilitan penahan harus disediakan pada setiap sisinya, dan mengambil $4s$ untuk tali yang diikat pada setiap sisi dan flens sisinya, kita akan memperoleh $12s$ untuk kedua sisi. Nilai ini diperitungkan pada persamaan (42).

Tebal dinding drum dari besi cor dapat ditentukan kira-kira dari persamaan empiris berikut:

$$\omega = 0.002D + (0.6 \text{ sampai dengan } 1.0) \text{ cm} \dots (\text{N.Rudenko, 1992:75}) \quad (42a)$$

Keterangan;

D = Diameter drum

Selama operasi, drum mengalami gabungan torsi yaitu lentur dan tekan. Kedua regangan pertama akan menyebabkan tegangan yang cukup berpengaruh pada drum yang sangat panjang.

Karena pembebanan tekan lebih berpengaruh maka harus diperkirakan terlebih dahulu. Anggaplah bahwa kita potong drum dengan kondisi setengah lingkaran dengan tebal ω (Gambar 2.26c), dan dengan lebar sebesar kisar tali s : pengaruh setengah lingkaran yang terpisah ini digantikan dengan gaya tarik $2S$.

Gaya yang terjadi pada elemen luas $dF = Rd\varphi s$ akan berjumlah:

$$dS = Rd\varphi sp$$

dengan p adalah tekanan normal pada satuan permukaan drum.

Jumlah proyeksi semua gaya elementer pada bidang vertikal akan menjadi:

$$2S = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} Rd\varphi sp \cos \varphi = 2Rsp \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \varphi d\varphi = 2Rsp$$

Sehingga,

$$p = \frac{S}{Rs} = \frac{2S}{Ds}$$

Karena permukaan drum dikenai gaya yang didistribusikan secara merata dengan intensitas sebesar p , maka drum dapat dianggap sebagai silinder dengan tekanan luar, yang tegangan pada dindingnya ditentukan dengan persamaan Lamé.

Tegangan pada permukaan dalam silinder menurut persamaan Lamé adalah:

$$\sigma_{masuk} = p_{masuk} \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} - 2p_{keluar} \frac{D^2}{D^2 - d^2}$$

dan pada permukaan luarnya adalah:

$$\sigma_{keluar} = 2p_{masuk} \frac{d^2}{D^2 - d^2} - p_{keluar} \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2}$$

Bila $p_{masuk} = 0$, $p_{keluar} = p$ dan $d = D - 2\omega$, kita akan mendapatkan transformasi sebenarnya, tegangan tekan maksimal pada permukaan dalam drum.

$$\sigma_{keluar} = \frac{SD}{(CD - \omega)\omega s}$$

Dengan menganggap pecahan $\frac{CD}{D - \omega} = 1$ kita mendapatkan persamaan yang umumnya biasa dipakai untuk perhitungan.

$$\sigma_{comp} = \frac{S}{\omega s} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:76) \quad (43)$$

Nilai σ_{comp} yang diizinkan untuk kelas (C4) 15-32 (besi cor) sampai 1000 kg/cm^2 , untuk baja cor sampai dengan 1600 kg/cm^2 dan untuk drum yang dilas (baja 3 dan 5) sampai 1.800 kg/cm^2 . Ketika menghitung pengaruh tegangan kompleks pada drum akibat beban lentur dan torsi yang terjadi bersamaan, tegangan yang diizinkan σ_{comp} dapat menggunakan besi cor kelabu dengan σ_{comp}

sampai 230 kg/cm^2 , untuk baja cor sampai 1200 kg/cm^2 dan untuk drum yang dilas sampai 1400 kg/cm^2 .

(Mesin Pemindah Bahan, N.Rudenko, 1992:73-77)

2.3.2.2 Struktur Rangka Boom

Kerangka crane mendukung semua mekanisme operasi, perlengkapan listrik, motor dan peralatan pengendali crane tersebut. Kerangka harus dapat menahan beban mati dari luar, beban hidup, tekanan angin (ditempat terbuka), gaya inersia dan lain-lain, dan kerangka ini akan mentransmisikan gaya-gaya tersebut pada pondasi atau pendukung lainnya pada bangunan gedung.

Pada kerangka crane harus dapat menjamin kekuatan dan stabilitas konstruksi secara keseluruhan. Oleh karena itu tegangan pada elemennya secara terpisah tidak boleh melebihi batas amannya, sedangkan regangan yang terjadi harus dapat ditentukan dengan sendirinya. Pada perancangan ini boom yang digunakan adalah boom dengan lengan tetap, perlu mengetahui terlebih dahulu beban akibat berat boom itu sendiri.

Rangka batang utama menahan beban maksimal dan penyelesaian memerlukan perhatian utama. Bobot bidang yang paling besar terbebani pada batang utama (pada sisi mekanisme pajalan) dapat ditentukan dengan metode coba-coba dari rumus empiris berikut:

Untuk crane dengan kapasitas $Q = 5$ sampai 39 ton.

$$G_{utama} = 10Q_{ton}(L_{meter} - 5) + 700 \text{ kg} \dots (\text{N.Rudenko, 1992:323}) \quad (57)$$

Untuk crane dengan kapasitas $Q = 40$ sampai 75 ton.

$$G_{utama} = 10Q_{ton}(L_{meter} - 5) \text{ kg} \dots (\text{N.Rudenko, 1992:323}) \quad (58)$$

Dimana: L = bentangan crane

2.3.2.2.1 Tegangan pada Bagian Rangka Batang akibat Beban Konstan

Tegangan pada bagian rangka batang akibat bobot rangka batang itu sendiri dapat ditentukan secara grafis dengan mudah, dengan mengambarkan diagram Cremona. Hal-hal berikut harus dipertimbangkan ketika menentukan bobot total pada rangka batang utama dari beban konstan:

1. Bobot rangka batang utama (dengan menggunakan persamaan 57 dan 58)
2. Bobot rangka batang horizontal $G_{hor} \approx \frac{1}{6} G_{utama}$
3. Bobot rangka batang platflom $G_h \approx \frac{1}{8} G_{utama}$
4. Bobot rantai yang biasanya terbuat dari lembaran baja perforasi $G_{fl} = Lb\delta\gamma k$
5. Bobot penopang silang $G_{cr.br} \approx \frac{1}{30} G_{utama}$
6. Bobot mekanisme pejalan $G_{mech} \approx 700$ sampai 1.300 untuk crane dengan kapasitas angkut sampai 30 ton.
7. Bobot kabin operator dengan peralatan elektriknya dan bobot operator itu sendiri $G_{cab} \approx 1000$ sampai 1500 kg.

Jika bobot total rangka belum diketahui, maka bobot total rangka batang utama akibat beban konstan, yaitu:

$$G = G_{utama} + \frac{1}{2} G_{hor} + \frac{1}{2} (G_{pt} + G_{fl}) + \frac{1}{2} G_{cr.br} + \frac{1}{2} G_{cab} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:324) (59)$$

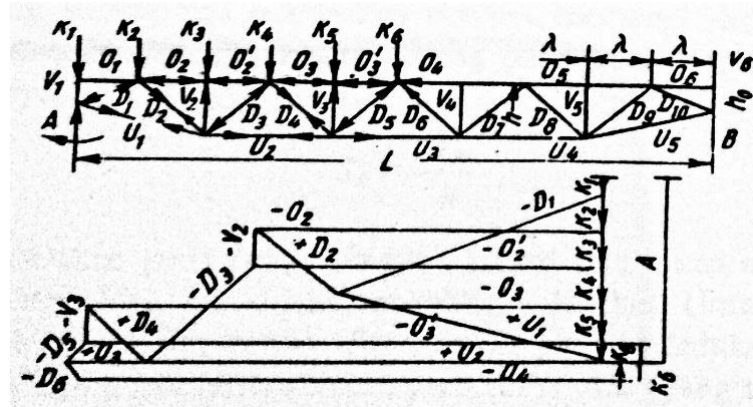
Dan beban yang ditahan oleh tiap-tiap sambungan atau titik panel rangka, yaitu:

$$K = \frac{G}{n-1} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:324) (60)$$

Kedua sambungan ujung penumpu dianggap sebagai satu sambungan karena beban yang ditahannya sama dengan setengah beban yang ditahan pada sambungan tengah.

Setelah menggambarkan diagram rangka batang (di skala) dan menentukan beban yang ditahan di setiap sambungan, kita lanjutkan menggambar diagram cremona yang akan berbentuk simetris bila bobot kabin operator dibagi merata sepanjang bentangan gridernya. Gambar 2.23 menunjukkan diagram cremona untuk rangka susun crane jalan. Anggota O_1 dan O_6 tidak mengalami tegangan.

Dalam menggambar diagram ini kita harus mengambil seluruh bagian dalam suatu urutan (searah dengan jarum jam, misalnya). Gaya yang bekerja pada sumbangan dan reaksi bantalan digambarkan dengan garis tebal, sedangkan panah menunjukkan arah kerja gaya tersebut. Tegangan pada bagian rangka digambarkan dengan garis tipis dan tidak mempunyai tanda panah pada diagram. Panah digambarkan pada diagram rangka batang sesuai dengan poligon gaya. Setiap bagian batangdiberikan dua buah panah; satu untuk poligon gaya titik sambung lainnya. Bila kedua panah misalkan pada batang tepi bawah (gambar 2.23), menjauhi titik sambungan maka batang tersebut akan mengalami tarikan. Bila panah menuju ke titik sambungan maka barang tersebut akan mengalami tekanan (misalnya pada batang-tepi atas). Tarikan dan tekanan ditandai dengan plus dan minus. Tegangan pada bagian batang akibat bobot mati yang dapat dari diagram kemudian dituliskan pada kolom tabel ringkasan.



Gambar 2.23 Menentukan Tegangan pada Rangka Susun Beban

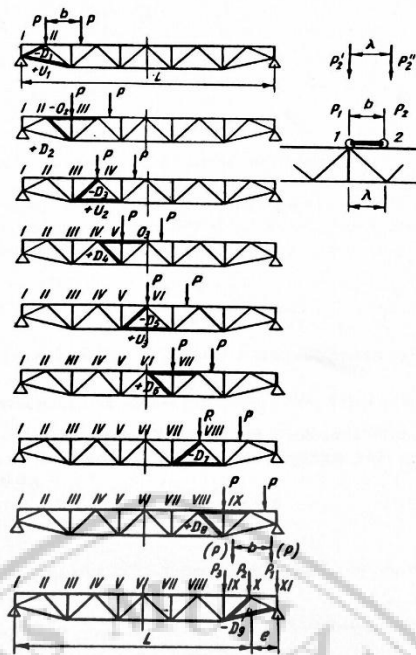
Konstan

(Sumber : N.Rudenko, 1992:324)

2.3.2.2.2 Tegangan pada Bagian Rangka Batang akibat Beban Gerak

Beban gerak (beban pada roda troli akibat bobotnya dan bobot muatan) akan menyebabkan batang tepi atas girder utama mengalami tekanan dan batang tepi bawah mengalami tarikan. Tergantung pada kedudukan troli batang diagonal dapat mengalami tarikan atau tekanan.

Batang vertikal pada desain rangka batang segitiga kiri (lihat gambar 232) selalu dalam keadaan tertekan. Kedudukan troli di tempat batang-batang secara individu mengalami tegangan maksimum yang dapat ditentukan sebagai berikut. Bila troli digerakkan dari penumpu kiri ke kanan dan roda kirinya ditempatkan secara berurutan melalui titik sambung II, III,....sampai IX, setiap saat dua dua batang akan mengalami tegangan maksimum (ditunjukkan pada gambar 235 masing-masing dengan garis tebal untuk gaya tarik dan tipis untuk gaya tekan). Batang diagonal D_2 dan D_4 tarikan maksimum.



Gambar 2.24 Menentukan Tegangan pada Rangka Utama akibat Beban

Gerak

(Sumber : N.Rudenko, 1992:325)

Bila troli yang bergerak ke kanan, mencapai titik tengah bentangan, batang diagonal $D_6, (D_5)$ dan $D_8, (D_7)$ mengalami tarikan maksimum dan batang diagonal $D_7, (D_4)$ tekanan maksimum. Bila jarak antara roda troli melebihi panjang panel, kedudukan beban yang paling merugikan sekalipun tidak akan berakibat pada tekanan maksimum $D_5, (D_2)$. Untuk mendapatkan tegangan tekan pada bagian $D_9, (D_2)$ bila $b > \lambda$, troli yang terbebani tersebut harus diletakkan pada panel nol e dan beban roda harus digantikan oleh tiga buah gaya P_1, P_2, P_3 yang berkerja pada titik sambungan XI, X dan IX .

Tegangan maksimum pada bagian batang tepi atas dan bawah akibat beban gerak ditentukan dengan mencari momen lentur untuk semua titik sambungan rangka batang bila troli berjalan dari kiri ke kanan dan dari kanan ke kiri, dengan

bantuan poligon segitiga seimbang ataupun dengan menggunakan garis pengaruh. Metode kedua akan diterangkan lebih rinci.

Bila jarak antara roda troli adalah $b \neq \lambda$, roda 1 yang ditempatkan pada titik sambung depan dan gaya P'_2 dan P''_2 dari roda 2 ditentukan pada sambungan berikutnya sesuai dengan persamaan momen. Bila $b < \lambda$ troli sebenarnya digantikan dengan troli khayal yang jarak rodanya adalah λ dan beban pada roda adalah $P + P'_2$ dan P''_2 bila $b > \lambda$ troli khayal akan mempunyai tiga buah gandar roda yang berjarak λ dan beban pada roda akan berupa P_1 , P'_2 dan P''_2 (gambar 2.3).

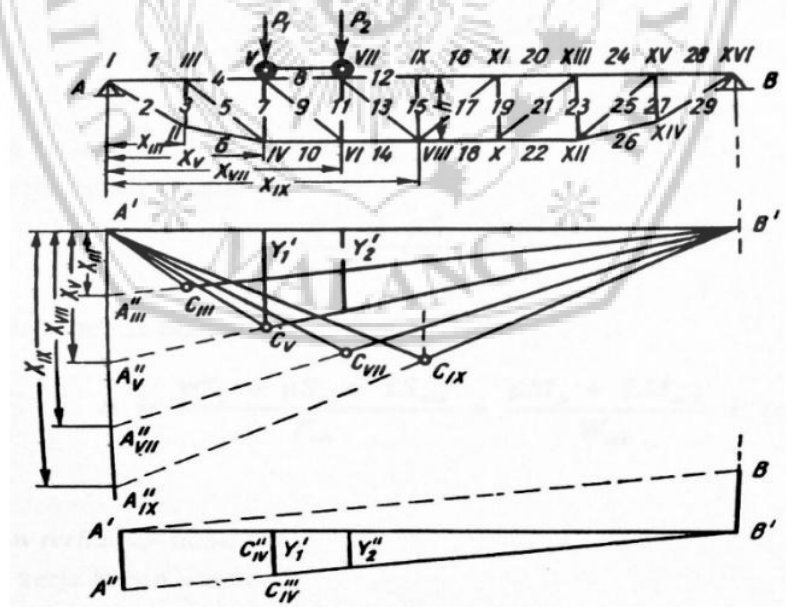
Setelah beban gerak ditentukan dilanjutkan dengan menggambarkan garis pengaruh momen. Pertama menggambarkan diagram rangka batang dengan skala (gambar 2.4), menggambarkan garis horizontal pada bagian bawah diagram yang sama dengan panjang bentang dan menggambarkan garis vertical yang tegak lurus garis horizontal tersebut ordinat yang bersesuaian dengan berbagai kedudukan troli. Titik A''' , A''_V , dan seterusnya dihubungkan dengan garis lurus dengan titik B , kontur yang didapatkan akan melukiskan garis pengaruh momen tersebut. Momen maksimum, misalnya sambungan IV (gambar 2.4) ditentukan dengan menempatkan troli di atasnya pada kedudukan yang paling buruk pengaruhnya. Selanjutnya titik IV diproyeksikan pada garis A''_VB' untuk mendapatkan titik C , yang dihubungkan dengan garis lurus dengan titik A' , momen pada sambungan IV akan sama dengan: $M_{IV} = Py'_1 + P_2 \cdot y'_2$

Metode yang sama digunakan untuk menentukan momen pada sambungan lainnya. Tegangan pada batang tepi ditentuka dengan membagi momen pada

sambungan yang berlawanan dengan segitiga rangka batang pada jarak terpendek antara batang ke sambungan, misalnya

$$S_4 = \frac{M_{IV}}{h}$$

Jika melukiskan garis pengaruh gaya lateral akan mendapatkan tegangan pada penopang miring. Hal ini dilakukan untuk mencari gaya lateral pada sambungan IV misalnya, beban ditempatkan pada kedudukan yang paling buruk pengaruhnya. Kemudian tegak lurus dengan garis lurus AB (yang sama dengan bentangan rangka) batang (gambar 2.4), garis $A', A'' = 1$ menggambarkan ke arah bawah dari titik A' dan garis $B', B'' = 1$ menggambarkan ke arah atas dari titik B'. Titik A' dihubungkan dengan titik B'' dan titik A'' dengan titik B'', yang sesudahnya garis vertikal digambarkan melalui sambunga IV untuk mendapatkan garis $C''_{IV}C'''_{IV} = Y'_1$. Gaya lateralnya akan sama dengan $T_{IV} = Py''_1 + P_2y''_2$.



Gambar 2.25 Membuat Garis Pengaruh

(Sumber : N.Rudenko, 1992:327)

Metode yang sama digunakan untuk mencari gaya lateral pada sambungan lainnya. Tegangan pada penopang miring ditentukan dengan bantuan diagram Cremona yang digambarkan untuk rangka batang apabila reaksi tumpuan kiri $A = 1 \text{ ton}$. Untuk ini sambungan yang tepat disebelah kanannya juga dibebani yang sesuai. Tegangan pada penopang tulang miring adalah

$$S = F \frac{T}{1.000}$$

Dimana:

F = Tegangan pada penopang tulang miring yang didapatkan dari diagram Cremona untuk $A = 1 \text{ ton}$

T = Gaya lateral pada titik sambungan (yang paling buruk pengaruhnya)

Beban roda troli hanya menghasilkan tegangan tekan pada batang vertikal.

Jika $b = \lambda$ atau $b > \lambda$ (lihat gambar 2.1a), maka tegangan pada batang vertikal adalah $S = P_1$, jika $b < \lambda$ maka

$$S = P_1 + P_2 \frac{\lambda - b}{\lambda}$$

(Mesin Pemindah Bahan, N. Rudenko.1992: 321-327)

2.4 Defleksi Batang dan Lengkungan

Defleksi rangka batang akibat muatan maksimum yang diangkat dan bobot troli tidak boleh melebihi $\delta'' < \frac{1}{700}L$ dengan L yaitu panjang bentangan rangka batang. Defleksi kisi rangka batang jembatan jalan dapat ditentukan sampai ketelitian 10 persen dengan rumus, yaitu:

$$\delta'' = 1,2 \frac{40 ML^2}{384 e I_m} \dots \dots \dots (N.Rudenko, 1992:331) \quad (61)$$

Dimana:

M = Momen desain akibat beban gerak (kg.cm)

L = Panjang bentangan (cm)

e = Modulus elastisitas

1,2 = Koefisien deformasi batang penopang miring

I_m = Momen inersia total

Sedangkan untuk mencari momen inersia total pada rangka batang, yaitu:

$$I_m = (F_{atas} + F_{bawah}) \frac{h^2}{4}$$

Keterangan:

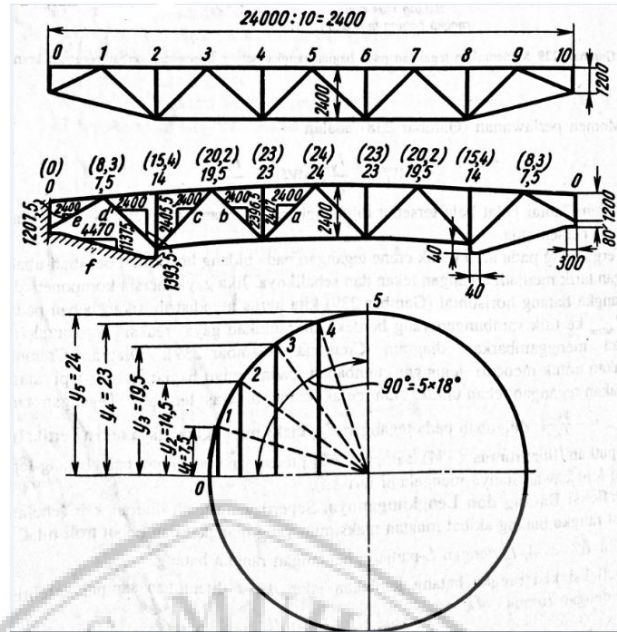
F_{atas} = Luas penampang gross batang tepi atas (cm^2)

F_{bawah} = Luas penampang lintang gross batang tepi bawah (cm^2)

h = tinggi rangka batang

Terkadang yang disebut dengan kelengkungan (kembar) dipasangkan pada jaringan rangka batang untuk memberi tarikan pada bagian batang tersebut. Biasanya kelengkungan pada titik sambungan tengah diambil sama dengan defleksi amannya. Biasanya kelengkungan pada sambungan lainnya mengikuti fungsi parabola.

Seperti contoh berikut ini, rangka batang crane jalan elektrik (gambar 2.5) dengan karakteristik berikut: bentang $L = 24.000$ mm, jumlah panel $n = 10$, panjang panel $\lambda = 2.400$ mm, tinggi rangka $h = 2.400$ mm, kelengkungan maksimum $f_{maks} = 24$ mm = $\frac{1}{1000} L$.



Gambar 2.26 Penentuan Kelengkungan Rangka Batang secara Grafis

(Sumber : N.Rudenko, 1992:332)

Gambarkan suatu lingkaran dengan jari-jari sebesar $f_{maks} = 24$ mm (gambar 2.26) dan membagi menjadi perempat lingkaran sesuai dengan jumlah panel dengan sudut yang sama (dimana 5 sudut sebesar 18°). Proyeksikan garis tengah lurus ke bawah yang merupakan kordinat sambungan lengkungan yang dicari, dari titik perpotongan jari-jari tersebut dengan lingkaran. Nilai berikut didapatkan berdasarkan skala: $y_1 = 7,5$ mm; $y_2 = 14$ mm; $y_3 = 19,5$ mm; $y_4 = 23$ mm; $y_5 = 24$ mm.

Batang tepi rangka susun dilengkapi dengan kelengkungan sama tetapi biasanya diikat pada batang penumpu silang jembatan dengan sangat kaku dan pada panjang yang cukup besar (dengan menggunakan pelat bahul yang besar). Di samping itu kelengkungan juga ditiadakan antara sambungan 0 dan 2 pada batang tepi bawah tempat kabin operator ditempatkan.

Rangka batang sisi (pembantu) jembatan crane jalan dilengkungkan juga, tetapi kelengkungan ini dihitung dengan metode lain yang memperhitungkan desain rangka batang dan penampang bagiannya. Jembatan crane yang dilengkungkan mempunyai batang diagonal yang panjangnya berbeda-beda yang ditinjau dari sisi setiap bagian (batang tepian diagonal) akan mengalami tarikan.

Panjang bagian (terutama diagonal) ditentukan pada pabrik pembuatannya dengan aturan berikut (gambar 2.26). Batang diagonal a sambungan 5 berada 1 mm diatas sambungan, maka panjang diagonal b sambungan 3 berada 3,5 mm di bawah sambungan 4, maka sisi segitiga akan sama dengan 2.396,5 dan 2.400, dan seterusnya, di sini didapatkan untuk batang diagonal c-2.405,5 dan 2.400mm, batang diagonal d-2.393,5 dan 2.400 mm, batang diagonal I-1 207,4 dan 2.400 mm.

Maka, batang f pada batang tepi bawah tidak diberi kelengkungan. Karena batang penumpu dan batang tepi f termasuk bahu seperti pada gambar 2.26 tidak mempunyai kelengkungan seperti halnya batang lain yang ditunjukkan dalam bentuk yang telah dilengkungkan dengan memperhitungkan kelengkungan sepanjang sumbu titik bobot bagian. Hal ini akan menjelaskan perlunya bahu dengan ukuran 30×40 mm pada sambunga 2 dan 8 yang diperoleh dengan menyambungkan garis kontur dengan garis titik bobot bagian rangka batang tanpa batang penumpu batang tepi f . Nilai dan tanda di dalam kurung menunjukkan tingkat kelengkungan yang dihitung secara teliti.

(Mesin Pemindah Bahan, N. Rudenko.1992: 331-333)